

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Е. И. Бененсон, Л. С. Иоффе

ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

Под редакцией Д. П. БУЗИНА

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ,
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ



МОСКВА
ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ

1986

ПРЕДИСЛОВИЕ

Экономические преимущества теплофикации, базирующейся на комбинированной выработке электрической и тепловой энергии, определили значительное место теплоэлектроцентралей (ТЭЦ) в современной энергетике. Устанавливаемые на ТЭЦ теплофикационные паровые турбины, сохраняя общность с турбинами конденсационных электростанций, имеют ряд особенностей в конструкции и условиях эксплуатации. Широкое распространение получили теплофикационные турбины мощностью от 25 до 250 МВт производственного объединения «Турбомоторный завод» (ПО ТМЗ).

В первом издании книги «Теплофикационные паровые турбины», выпущенном в 1976 г., основное внимание уделено конструкциям и принципиальным решениям, разработанным и реализованным в серии турбин 40—100 МВт. В книге рассмотрены, но менее подробно турбины мощностью 25 МВт и ниже, находящиеся в эксплуатации, давались краткие сведения по турбинам мощностью более 100 МВт, эксплуатационный опыт по которым в то время был ограничен.

В новом издании книги турбины мощностью менее 100 МВт не рассматриваются. Значительная часть книги посвящена изложению материалов по выпускаемым ПО ТМЗ в настоящее время турбинам: Т-100/120-130-5, Т-175/210-130, Т-250/300-240-3, ПТ-135/165-130/15, Р-100/105-130/15. Из перечисленных турбин в предыдущем издании подробно рассматривалась турбина Т-100-130, однако, учитывая, что эта турбина получила широкое распространение в энергетике, а также то, что в производстве находится ее пятая модификация, имеющая ряд отличий от ранее выпускавшихся турбин, признано целесообразным вновь дать материал по этой турбине.

В прошлом издании книги систематизирован ряд общих для тепло-

фикационных турбин вопросов, проанализированы пути повышения их экономичности в специфических условиях комбинированной выработки электрической и тепловой энергии. Во втором издании эти материалы в основном сохранены, но дополнительно рассмотрены особенности влияния начальных параметров и температуры подогрева питательной воды на экономичность теплофикационных турбин, выявлены оптимальные варианты эксплуатации турбоустановки при частичной тепловой нагрузке, проанализирована эффективность отключения ПВД в теплофикационных турбинах и экономичность последовательного пропуска циркуляционной воды через два конденсатора одной турбины и некоторые другие вопросы, имеющие общий характер для теплофикационных турбин. Рассмотрены также основные тенденции развития теплофикационных турбин.

В книге использованы заводские материалы, содержащие конкретные цифровые данные, а также описание принятых решений. Поскольку заводы-изготовители турбин ведут систематическую работу по их совершенствованию, то отдельные данные и пояснения могут не соответствовать для турбин всех выпусков.

Авторы выражают благодарность Е. В. Осипенко за прочтение части рукописи и высказанные при этом замечания.

Авторы благодарны профессору Б. М. Трояновскому, сделавшему ряд ценных замечаний при рецензировании.

Все замечания и предложения, которые возникнут у читателей при использовании предлагаемой книгой, авторы примут с признательностью, и их следует направлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Авторы

Глава первая

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ПО ТЕПЛОФИКАЦИОННЫМ ТУРБИНАМ

1.1. Теплофикационные турбины, их типы и основные параметры

Централизованное теплоснабжение потребителей, осуществляемое с использованием отработавшей в тепловом двигателе теплоты, — теплофикация обеспечивает значительную экономию топлива, существенно улучшает качество теплоснабжения, уменьшает загрязненность окружающей среды. В настоящее время теплофикация почти полностью базируется на использовании паротурбинных ТЭЦ (табл. 1.1). Установленная мощность теплофикационных турбин составляет 39 % суммарной мощности тепловых электростанций [72].

Для обеспечения требуемых параметров в широком диапазоне изменения электрической и тепловой нагрузок теплофикационные турбины выполняются с регулируемыми отборами пара или с регулируемым противодавлением. Различают два вида

регулируемых отборов пара: производственный и отопительный, используемые соответственно для производственных целей и для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

В настоящее время в СССР выпускаются или находятся в эксплуатации теплофикационные турбины следующих типов, которым присвоены определенные обозначения:

с производственным отбором пара — типа П;

с одним или двумя отопительными отборами пара — типа Т;

с производственным и одним или двумя отопительными отборами пара — типа ПТ;

с противодавлением — типа Р;

с противодавлением и производственным отбором пара — типа ПР.

Разрабатываются теплофикационные турбины новых типов:

с противодавлением и отопительным отбором пара — типа ТР;

Таблица 1.1. Теплофикационные нагрузки и мощности ТЭЦ

Наименование	Годы					
	1960	1965	1970	1975	1980	1985
Мощность ТЭЦ, млн. кВт	17	30	45,1	59,2	75	90
В том числе ТЭЦ общего пользования, млн. кВт	11,9	23,7	36,9	49,1	65,5	77
Отпуск теплоты от ТЭЦ, млрд. ГДж/год	1,0	1,9	3,0	3,85	4,85	5,58
В том числе от ТЭЦ общего пользования, млрд. ГДж/год	0,61	1,29	2,16	2,86	3,05	4,41
Удельный расход условного топлива (нетто) по ТЭЦ общего пользования, г/(кВт·ч)	462	395	325	281	264	—

с частичной тепловой нагрузкой, отопительной — типа ТК и производственной и отопительной — типа ПТК. Эти турбины отличаются тем, что на режиме с номинальной тепловой нагрузкой имеют значительный пропуск пара в конденсатор [21, 60].

Проектирование теплофикационных турбин имеет свои особенности, вызванные наличием регулируемых отборов пара: выполнение конструкции турбин, усложненной дополнительными выводами из цилиндра больших объемных расходов пара и размещением регулирующих органов отбора; создание комплектующего оборудования — сетевых подогревателей, обратных и предохранительных клапанов большой пропускной способности и т. п.; размещение многочисленного дополнительного оборудования и трубопроводов отбора в машинном зале ограниченных размеров; решение задач регулирования нескольких параметров; обеспечение надежности и устойчивой экономичности лопаточного аппарата и турбоагрегата в целом в характерном для теплофикационных турбин широком диапазоне возможных режимов и т. д.

Переменный режим работы отдельных групп ступеней турбины приводит к дополнительным нагрузкам предотборных ступеней и упорного подшипника. Это должно учитываться при определении прочности лопаточного аппарата, в том числе ступеней ЧНД, и при расчете упорного подшипника. С увеличением единичной мощности и совершенствованием эффективности использования отборов возрастает влияние специфических особенностей теплофикационных турбин на конструкцию турбоагрегата.

Паровые теплофикационные турбины по конструктивным особенностям и возможным режимам работы могут быть разделены на две группы:

турбины с конденсационной установкой и регулируемыми отборами пара* — турбины типов Т, П, ПТ, ТК, ПТК;

турбины с противодавлением, в том числе с регулируемым отбором пара, — турбины типов Р, ПР, ТР.

Для турбины с регулируемыми отборами пара характерны независимое задание тепловой и электрической нагрузок, а также наличие потерь теплоты с паром, поступающим в конденсатор.

Для турбин с противодавлением характерны зависимость электрической мощности от тепловой нагрузки и практически полное (за исключением потерь механических, в генераторе и на излучение) использование теплоты пара, подведенного к турбине.

Полное обозначение теплофикационной турбины в соответствии с ГОСТ 3618-82 включает:

буквенный символ, указывающий на наличие и вид регулируемого отбора или на противодавление — Т, П, ПТ, Р, ПР, ТР, ТК;

числовые значения номинальной и максимальной мощностей в соответствии с ГОСТ 3618-82 для рассматриваемого типоразмера, МВт. Фактические номинальная и максимальная мощности могут быть большими, чем приведенные в обозначении, и указываются в технической документации;

числовые значения номинальных давлений свежего пара, регулируемого производственного отбора и противодавления, кгс/см²;

порядковый номер модификации, если это второй или последующий номер и модификация отличается от предыдущей номинальной мощностью или параметрами свежего пара и т. д.

Следует отметить, что обозначения некоторых типов турбин с регулируемыми отборами более ранних выпусков не включают максимальную мощность и номер модификации. Применяются также сокращенные обозначения теплофикационных турбин, содержащие только буквенный символ и численные значения номинальной мощности и давления свежего пара. Для некоторых турбин прежних вы-

* В литературе, кроме указанного, применяются также следующие наименования: «конденсационные с регулируемыми отборами пара», «с регулируемыми отборами пара и конденсацией», «с конденсационным устройством и регулируемыми отборами пара».

Таблица 1.2. Обозначения теплофикационных турбин ПО ТМЗ

Обозначения турбин в соответствии с ГОСТ	Сокращенные обозначения	Прежние обозначения	Обозначения турбин в соответствии с ГОСТ	Сокращенные обозначения	Прежние обозначения
T-12-29	T-12-29	AT-12-1	T-250/300-240-2	T-250-240	—
T-12-35	T-12-35	AT-12-2	T-250/300-240-3	T-250-240	—
T-25-90	—	BT-25-4*	ПР-25-90/10/0,9	ПР-25-90	—
T-25-90	T-25-90	BT-25-5**	ПТ-12-35/10	ПТ-12-35	АПТ-12-1
T-50-130	T-50-130	BT-50-1	ПТ-25-90/10	—	ВПТ-25-3*
T-50/60-130	T-50-130	—	ПТ-25-90/10	ПТ-25-90	ВПТ-25-4**
T-50-130-6	T-50-130-6	—	ПТ-50/60-130/7	ПТ-50-130	ВПТ-50-4
T-100-130	T-100-130	BT-100-1	ПТ-135/165-130/15	ПТ-135-130	—
T-100/120-130-2	T-100-130	—	ПТ-140/165-130/15-2	ПТ-140-130	—
T-110/120-130-3	T-100-130	—	ПТ-140/165-130/15-3	ПТ-140-130	—
T-110/120-130-4	T-100-130	—	P-6-90/31	P-6-90	BP-6-2*
T-110/120-130-5	T-100-130	—	P-6-90/31	P-6-90	BP-6-3**
T-175/210-130	T-175-130	—	P-40-130/31	P-40-130	—
T-185/220-130-2	T-185-130	—	P-100/105-130/15	P-100-130	—
T-185/215-130-3	T-185-130	—	P-102/107-130/15-2	P-100-130	—
T-250/300-240	T-250-240	—			

* $t_0 = 500^\circ\text{C}$.
 ** $t_0 = 535^\circ\text{C}$.

пусков применяются ранее действовавшие обозначения.

В табл. 1.2 приведены обозначения турбин ПО ТМЗ по ГОСТ 3618-82, сокращенные и ранее действовавшие обозначения.

Для теплофикационных турбин характерны некоторые особенности в определении основных параметров и возможных режимов работы, которые рассматриваются ниже.

Электрическая мощность

Для теплофикационных турбин определяют три значения мощности: номинальная, на конденсационном режиме, максимальная.

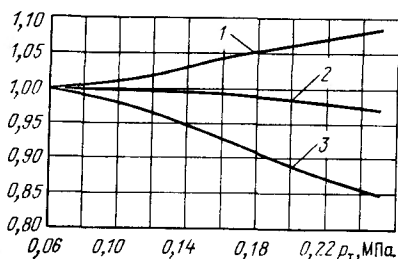


Рис. 1.1. Изменение тепловой и электрической нагрузок в зависимости от давления в отопительном отборе:

1 — максимальная тепловая нагрузка; 2 — тепловая нагрузка обоих отборов при расчетной плотности регулирующих органов ЧНД; 3 — электрическая мощность

Под номинальной мощностью понимается наибольшая мощность, которую турбина длительно развивает при номинальной тепловой нагрузке и номинальных значениях основных параметров.

При изменении давления в регулируемом отборе или противодавлении и неизменных всех остальных параметров, в том числе неизменном расходе свежего пара, мощность турбины изменяется на сравнительно большую величину, определяемую диапазоном изменения давления. Так, при изменении давления в отопительном отборе в пределах 0,06—0,25 МПа, неизменном расходе свежего пара и минимальном пропуске пара в конденсатор мощность турбин типа Т на начальные параметры пара 12,8 МПа изменяется примерно на 15 % (рис. 1.1).

В современных турбинах номинальные электрическая мощность и тепловая нагрузка обеспечиваются при давлении в регулируемом отборе (противодавлении), равном и ниже номинального. При увеличении давления в отборе номинальная электрическая мощность может быть получена за счет уменьшения тепловой нагрузки.

В некоторых турбинах типа ПТ номинальная мощность и номиналь-

ные производственный и отопительный отборы пара обеспечиваются и при повышении давления в производственном отборе до верхнего предела.

Под максимальной мощностью понимается наибольшая мощность, которую турбина может длительно развивать при определенных соотношениях расходов отбираемого пара и давлений в отборах (противодавления) или на конденсационном режиме, при номинальных значениях других основных параметров.

Для турбин с двумя регулируемыи отборами пара максимальная мощность определяется из условия одновременного возможного полного пропуска пара через ЧВД, ЧСД и ЧНД при соответствующем уменьшении отборов. Для турбин с противодавлением максимальная мощность определяется исходя из полного расхода пара и минимального противодавления. Максимальная мощность некоторых типов турбин ограничивается допустимой нагрузкой генератора.

Мощность на конденсационном режиме для турбин типа Т равна или больше номинальной, в том числе может быть равна максимальной. Для турбин типа ПТ — равна или меньше номинальной.

Отопительные отборы пара

Современные теплофикационные турбины имеют предназначенные для ступенчатого подогрева сетевой воды два отопительных отбора: верхний и нижний. Разрешается работа с включенными обоими отборами пара и с одним нижним отбором.

Пар из отопительных отборов поступает в сетевые подогреватели, присоединенные соответственно к нижнему и верхнему отопительным отборам. Использование пара отборов для иных целей типовой схемой турбоустановки не предусматривается и при необходимости в каждом отдельном случае подлежит согласованию с заводом-изготовителем.

Турбины снабжены одним регулятором давления отопительных отборов и имеют один регулирующий орган, расположенный перед ЧНД в

нижней камере отбора. Поскольку имеется только один регулирующий орган ЧНД, регулируемое давление (или температуру подогрева сетевой воды) одновременно можно поддерживать только в одном из двух отопительных отборов, а именно: в верхнем — при включенных обоих отборах, в нижнем — при включенном нижнем отборе. При поддержании системой регулирования разности температур до и после сетевых подогревателей эта разность может поддерживаться или суммарно по обоим сетевым подогревателям или в одном нижнем сетевом подогревателе.

Распределение тепловой нагрузки между верхним и нижним отборами определяется размерами проточной части ступеней, расположенных между отборами, а также недогревами в сетевых подогревателях и сопротивлением трубопроводов отопительных отборов. Поэтому в условиях эксплуатации распределение тепловой нагрузки устанавливается в зависимости от режима работы турбины, а именно: температуры сетевой воды до и после подогревателей, расхода сетевой воды, электрической мощности, и не может быть произвольно изменено без соответствующего изменения режима работы турбины.

Использование теплоты пара, поступающего в конденсатор

В некоторых теплофикационных турбинах возможно использование теплоты минимального пропуска пара в ЧНД (так называемый вентиляционный пропуск пара) для подогрева обратной сетевой или подпиточной воды тепловых сетей. В этом случае турбина работает в режиме, идентичном режиму работы турбины с противодавлением: вся теплота, подведенная к турбоагрегату, за исключением потерь механических, в генераторе и на излучение, используется на выработку электрической и тепловой энергии. Одновременно исключается возможность независимого задания тепловой и электрической нагрузок, так как электрическая мощность турбины на таком режиме ра-

боты определяется параметрами тепловой нагрузки.

Характерным для режимов работы с использованием теплоты вентиляционного потока пара является ограниченный пропуск пара в конденсатор, а при охлаждении конденсатора обратной сетевой водой также и ухудшенный вакуум, что приводит к повышению температуры отработавшего пара, а также облопачивания ЧНД и выхлопного патрубка.

Возможность работы с использованием теплоты вентиляционного потока пара обеспечивается: конструкцией конденсатора, имеющего выделенную часть поверхности охлаждения, так называемый встроенный пучок, в который может поступать обратная сетевая или подпиточная вода [3]; системой регулирования, позволяющей осуществить в турбине с конденсационной установкой режим работы, идентичный режиму работы турбины с противодавлением; конструкцией цилиндра низкого давления, снабженного системой охлаждения и работоспособного в условиях малых расходов пара, ухудшенного вакуума и повышенной температуры.

Экономическая эффективность использования теплоты пара, поступающего в конденсатор, рассматривается в 3.4.

Тепловая нагрузка

Согласно принятой в настоящее время терминологии для турбин типа Т различают номинальную отопительную нагрузку, равную суммарной величине отопительных отборов, и максимальную отопительную нагрузку, равную суммарной величине отопительных отборов и использованной теплоты в конденсаторе.

Номинальная и максимальная отопительная нагрузки турбин типа Т определяются на номинальном режиме работы турбины, т. е. при номинальных параметрах свежего пара и давления в регулируемом отборе и полностью включенной системе регенерации.

Номинальная нагрузка определяется при минимальном пропуске пара в конденсатор.

Возможные наибольшая номинальная и максимальная отопительная нагрузки зависят от давления в регулируемом отборе. Рассмотрим характер этой зависимости. Согласно общему уравнению энергии

$$Q_{\text{тур}} = 3600N_e + Q_{\text{от}} + \Delta Q_{\text{м.г.и}} + \Delta Q_{\text{кон}}, \quad (1.1)$$

где $Q_{\text{тур}}$ — расход теплоты на турбину; $Q_{\text{от}}$ — суммарная нагрузка отопительных отборов; $\Delta Q_{\text{м.г.и}}$ — потери механические, в генераторе и на излучение; $\Delta Q_{\text{кон}}$ — теплота, поступившая в конденсатор.

Из уравнения (1.1) тепловая нагрузка отборов и использованной теплоты в конденсаторе (максимальная нагрузка)

$$Q_{\text{от}} + \Delta Q_{\text{кон}} = Q_{\text{тур}} - (3600N_e + \Delta Q_{\text{м.г.и}}), \quad (1.2)$$

а тепловая нагрузка отопительных отборов (номинальная нагрузка)

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{тур}} - (3600N_e + \Delta Q_{\text{м.г.и}} + \Delta Q_{\text{кон}}). \quad (1.3)$$

Очевидно, что наибольшая номинальная отопительная нагрузка может быть получена при максимальном расходе свежего пара (максимальной величине $Q_{\text{тур}}$) и закрытых регулирующих органах ЧНД, когда пропуск пара в конденсатор минимален*. При неизменном максимальном расходе свежего пара ($Q_{\text{тур}} = \text{const}$) и неизменном закрытом положении регулирующих органов ЧНД с повышением давления в регулируемом отборе мощность турбины уменьшается, а минимальный пропуск пара в ЧНД, пропорциональный давлению перед закрытыми регуливающими органами ЧНД, возрастает. При снижении давления в отборе мощность возрастает, а пропуск пара в ЧНД уменьшается. Величина $Q_{\text{м.г.и}}$ при

* Этот пропуск определяется зазором в полностью закрытых регулирующих органах ЧНД и пропорционален давлению перед ЧНД.

изменении давления в отборе остается постоянной.

Следовательно, возможная наибольшая отопительная нагрузка отборов (номинальная нагрузка), определяемая (1.3), зависит как от изменения мощности, так и от пропуска пара в конденсатор. Поэтому при повышении давления в отборе в зависимости от зазоров (так называемой плотности) регулирующих органов ЧНД нагрузка отборов может как возрасти, так и уменьшиться: для турбин Т-100-130 она изменяется незначительно, причем при расчетной плотности регулирующих органов ЧНД с повышением давления в отборе возможная отопительная нагрузка отборов несколько снижается (рис. 1.1).

Максимальная отопительная нагрузка при постоянной величине $Q_{\text{тур}}$, как следует из (1.2), зависит только от электрической мощности турбины. Поэтому с повышением давления в отборе максимальная отопительная нагрузка возрастает, поскольку мощность снижается, а при уменьшении давления в отборе — снижается, поскольку мощность возрастает. Для турбин типа Т с начальным давлением 12,8 МПа и двухступенчатым подогревом сетевой воды при повышении давления в отборе от 0,06 до 0,25 МПа максимальная отопительная нагрузка возрастает на 8—9 % (рис. 1.1).

В турбинах типа ПТ номинальные производственная и отопительная нагрузки соответствуют режиму с номинальными значениями электрической мощности, давлений в регулируемых отборах и параметров свежего пара при полностью включенной регенерации и минимальном пропуске пара в конденсатор. При этом номинальная отопительная нагрузка равна суммарной нагрузке отопительных отборов.

Максимальный производственный отбор определяется при выключенных отопительных отборах и расходе свежего пара, равном номинальному. Возможны два понимания максимального производственного отбора:

при номинальной электрической мощности турбины; при этом пропуск пара в ЧНД на рассматриваемом режиме может быть больше минимального;

при минимальном пропуске пара в конденсатор; при этом электрическая мощность может быть меньше номинальной.

Максимальная отопительная нагрузка турбин типа ПТ определяется исходя из максимальной пропускной способности части среднего давления и включает использованную теплоту пара, поступающего в конденсатор, если такое использование предусмотрено конструкцией турбоагрегата. Номинальная электрическая мощность на режиме с максимальной отопительной нагрузкой в зависимости от пропускной способности ЧСД обеспечивается при производственном отборе, равном или больше нуля.

Режимы работы

Для теплофикационных турбин характерно многообразие возможных режимов работы. В зависимости от наличия тепловой нагрузки они могут быть разделены на две группы: конденсационные режимы; теплофикационные режимы.

Конденсационные режимы, возможные в теплофикационных турбинах с конденсационной установкой, характеризуются тем, что тепловая нагрузка отсутствует, и регулирующие органы отбора полностью открыты. Конденсационный режим теплофикационной турбины идентичен режиму работы конденсационной турбины.

Теплофикационные режимы характеризуются наличием тепловой нагрузки. Система регулирования, воздействующая на регулирующие органы турбины, обеспечивает поддержание требуемых параметров теплопотребления.

Теплофикационные режимы могут быть разделены на две подгруппы:

А. Режимы работы по тепловому графику, имеющие место, когда теплота отработавшего в турбине пара

может быть отдана только тепловому потребителю. При работе по тепловому графику электрическая мощность определяется тепловой нагрузкой и не может быть изменена без соответствующего изменения теплового потребления.

Режим работы по тепловому графику, называемый также режимом с противодавлением, характерен для турбин типов Р, ПР, ТР и возможен в турбинах типов Т, ПТ при работе последних с закрытыми регулирующими органами ЧНД и охлаждении конденсатора подпиточной или обратной сетевой водой. Изменение нагрузки турбины при работе по тепловому графику осуществляется за счет изменения расхода свежего пара воздействием системы регулирования на органы парораспределения ЧВД.

Режим работы по тепловому графику характерен высокой экономичностью, поскольку вся электроэнергия вырабатывается на тепловом потреблении.

Частным случаем работы турбин типов Т и ПТ по тепловому графику является режим с охлаждением конденсатора циркуляционной водой, но при закрытых регулирующих органах ЧНД. В этом случае имеются ограниченные потери теплоты в конденсаторе, определяемые расходом пара через зазоры закрытых регулирующих органов ЧНД.

Б. Режимы работы по электрическому графику с независимым заданием электрической и тепловой нагрузок, возможные в том случае, когда теплота отработавшего пара может быть отдана не только тепловому потребителю, но и циркуляционной воде.

Наличие конденсатора в турбинах, типов Т и ПТ, охлаждаемого циркуляционной водой, позволяет увеличить электрическую нагрузку сверх вырабатываемой на тепловом потреблении за счет увеличения пропуска пара в конденсатор. Регулирующие органы ЧНД при работе по электрическому графику частично или пол-

ностью открыты. Независимое изменение электрической и тепловой нагрузок осуществляется воздействием системы регулирования на органы парораспределения ЧВД и ЧНД, а в турбинах типа ПТ также и на органы парораспределения ЧСД.

На теплофикационных режимах как в случае теплового, так и электрического графиков имеет место одновременная выработка электрической и тепловой энергии, поэтому при анализе работы турбины (например, определении сравнительной экономичности, построении диаграмм режимов и т. п.) целесообразно общий расход свежего пара разделить на два потока: определяемый тепловым потреблением и независимый от него. Условное деление на два потока может быть выполнено разными, несколькими отличными друг от друга, способами.

В качестве основного принято деление, отвечающее рассмотренной классификации теплофикационных режимов, а именно: на теплофикационный расход свежего пара, равный расходу пара на турбину при работе по тепловому графику с той же тепловой нагрузкой, что и на рассматриваемом режиме; на конденсационный расход свежего пара, равный разности между расходом свежего пара и теплофикационным расходом.

Величины, относящиеся к теплофикационному и конденсационному расходам пара, обозначаются надстрочными индексами «т» и «к» (N_e^T , N_e^K , $Q_{тур}^T$, $Q_{тур}^K$, q_e^T , q_e^K и т. д.).

Кроме рассмотренного деления расхода пара, широко применяется, например, при определении показателей экономичности также и условное деление на следующие две части:

расход пара, поступающий на тепловое потребление, равный сумме расходов пара на тепловое потребление и соответствующей части регенеративных отборов;

расход пара, поступающий в конденсатор, равный сумме расходов пара в конденсатор и соответствующей части регенеративных отборов.

Условные обозначения такого деления — подстрочечные индексы «т» и «к» (например, N_t , N_k , Q_t , q_t , q_k и т. д.).

Теплофикационный расход свежего пара $G_{\text{тур}}^T$ больше расхода пара, поступающего на тепловое потребление, G_t на величину расхода пара в конденсатор на режиме теплового графика, соответственно $N_e^T > N_t$.

1.2. Основные тенденции развития теплофикационных турбин

Одним из основных направлений в развитии теплоэнергетики является увеличение единичной мощности оборудования. Однако возможности повышения единичной мощности ТЭЦ и, следовательно, теплофикационных турбин ограничены по сравнению с конденсационными турбинами, поскольку передача тепловой энергии требует больших затрат, чем передача электрической энергии. Единичная мощность ТЭЦ определяется концентрацией теплотребления и оптимальными для данной концентрации размерами района, присоединяемого к ТЭЦ, а также имеющими место ограничениями по защите окружающей среды, выбору площадки и т. п.

Широкий размах промышленного и жилищного строительства в СССР создали условия для укрупнения ТЭЦ на органическом топливе, что позволило последовательно увеличить единичную мощность теплофикационных турбин типа Р — до 100 МВт, типа ПТ — до 140 МВт, типа Т — до 250 МВт. Однако при этом как максимальные, так и средние мощности теплофикационных турбин уступают мощности конденсационных турбин.

Тепловая экономичность повышения начальных параметров в теплофикационных и конденсационных турбинах без промежуточного перегрева различна. Как следует из приведенных в § 2.2 результатов выполненного исследования, в теплофикационных турбинах повышение начального давления более эффективно, а повышение начальной температуры менее эффективно,

чем в конденсационных турбинах, причем указанные отличия возрастают с увеличением давления отбираемого пара. Если учитывать, однако, что при равенстве начальных параметров обеспечивается унификация значительной части оборудования электростанции, включая парогенераторы, питательные насосы, подогреватели высокого давления, теплофикационные турбины выполняются на те же начальные параметры, что и конденсационные турбины.

Для всех конденсационных турбин принят промежуточный перегрев пара с начальным давлением 12,8 и 23,5 МПа. Наличие промежуточного перегрева позволяет повысить тепловую экономичность и снизить влажность пара в последних ступенях турбины, но при некотором увеличении удельной стоимости и известном ухудшении маневренности электростанции.

Для теплофикационных турбин эффективность промежуточного перегрева меньше, чем для конденсационных. Прежде всего следует отметить уменьшение тепловой экономичности промежуточного перегрева с увеличением давления отбираемого пара, при этом начиная с некоторого давления применение промежуточного перегрева приводит к снижению экономичности турбоустановки. Это объясняется тем, что увеличение теплоперепада, которое имеет место в результате промежуточного перегрева, с ростом давления отбираемого пара уменьшается, в то время как расход теплоты на промежуточный перегрев и потери в тракте перегрева остаются постоянными.

На характерном для теплофикационных турбин режиме с малым пропуском пара в ЧНД температура пара на выходе из последней ступени при промежуточном перегреве возрастает, что требует или увеличения минимального пропуска пара в ЧНД, или применения специальной системы охлаждения, как это, например, выполнено в турбине Т-250/300-240, в обоих случаях экономичность турбоустановки несколько снижается.

Из недостатков применения промежуточного перегрева на ТЭЦ следует отметить также, что поскольку промежуточный перегрев возможен только в блочных установках, то на ТЭЦ с поперечными связями (например, на промышленных ТЭЦ) нарушается единая связь по котлам.

В связи с указанными недостатками применение промежуточного перегрева в теплофикационных турбинах более ограничено, чем в конденсационных, и требует рассмотрения для каждого типа турбин:

для турбины с противодавлением типа Р применение промежуточного перегрева пара приводит к снижению экономичности, и турбины этого типа выполняются без промперегрева;

для турбины с регулируемыми отборами пара на закритические параметры пара промежуточный перегрев необходим для обеспечения допустимой влажности пара в ступенях ЧНД.

При давлении свежего пара 12,8 МПа и ниже по условиям конечной влажности промежуточный перегрев не является обязательным и его применение определяется технико-экономическим сопоставлением.

Промежуточный перегрев для турбин типов ПТ и П с параметрами 12,8 МПа и ниже обычно экономически не оправдан, ибо для производственного потока его применение приводит только к снижению экономичности. Эффективность промежуточного перегрева в турбинах типов ПТ и П повышается при применении на ТЭЦ схемы с перегревом только той части пара, которая поступает в конденсатор или отопительные отборы, однако такая схема в отечественном турбостроении не применяется. Выпускаемые в СССР турбины типов ПТ и П выполняются без промежуточного перегрева пара. Эффективность применения промежуточного перегрева для турбин типа Т с давлением свежего пара 12,8 МПа дискуссионна.

Рассмотрим результаты выполненных исследований. При равной начальной температуре 565 °С промежуточный перегрев пара до 565 °С в турбинах типа Т с давлением свежес-

го пара 12,8 МПа повышает тепловую экономичность за годовой период [8, 22] на 2,5—2,7 %, при этом предполагается, что в неотопительный период турбины типа Т несут конденсационную нагрузку.

Согласно ГОСТ 3618-82 для турбин с начальным давлением 12,8 МПа без промперегрева температура свежего пара 555 °С, а с промперегревом 540 °С, температура промперегрева 540 °С. С учетом отличия в начальной температуре в турбинах без и с промперегревом экономичность промперегрева за годовой период снижается до 1,9—2,1 %. Если учитывать, что для турбин с промперегревом имеет место дополнительное снижение экономичности на режимах с минимальным пропуском пара в конденсатор, фактическая эффективность промперегрева будет меньше указанной величины и определяется в условиях эксплуатации фактическими потерями теплоты в конденсаторе в отопительный период и в неотопительный период — числом часов использования конденсационной мощности.

Увеличение доли конденсационной выработки в общей выработке электроэнергии, а также стоимости топлива обеспечивает повышение эффективности промперегрева.

В настоящее время на давление свежего пара 12,8 МПа выпускаются оба типа турбин: без промперегрева (турбина Т-175/210-130) и с промперегревом (турбина Т-180/220-130). Турбины типа Т с промперегревом применяются в основном на отопительных ТЭЦ в районах с дорогим топливом, а турбины типа Т без промперегрева — на отопительных ТЭЦ в районах с дешевым топливом и на промышленно-отопительных ТЭЦ с поперечными связями между котлами.

Низкопотенциальная часть (НПЧ) турбоустановки включает следующие элементы: последнюю ступень турбины, конденсатор, систему водоснабжения, градирню (пруд). Выполнение НПЧ предусматривает взаимосвязанный выбор и оптимизацию размеров указанных конструктивных элементов, а также оп-

ределение расчетных параметров: температуры охлаждающей воды и номинального давления в конденсаторе.

Для теплофикационных турбоустановок сравнительно с конденсационными характерны следующие отличия, оказывающие непосредственное влияние на выбор НПЧ:

ограниченное число часов использования номинальной конденсационной мощности — 2000—3000 ч/год вместо 5000—6000 ч/год в конденсационных турбинах;

использование на ТЭЦ, как правило, оборотного водоснабжения с градирнями, имеющими большую стоимость, чем характерные для ГРЭС системы прямоточного водоснабжения или оборотного с прудами-охладителями;

средняя расчетная температура охлаждающей воды на ТЭЦ выше, так как конденсационная выработка на ТЭЦ имеет место в основном в летний период, а также из-за использования градирен. Это положение зафиксировано ГОСТ 3618-82 на паровые турбины, где для конденсационных турбин расчетная температура охлаждающей воды принята равной 12 и 15 °С, а для теплофикационных — 20 и 27 °С.

Вопросы оптимизации НПЧ теплофикационных турбин были предметом исследований, выполненных научно-исследовательскими организациями, проектными институтами и турбостроительными заводами. Результаты исследований реализованы в практике проектирования и определяют следующие направления выполнения НПЧ.

1. Максимальная конденсационная мощность турбин типа Т большой мощности выбирается исходя из полного пропуска пара на турбину. Такое решение позволяет полностью использовать возможности котельного, комплектуемого и электротехнического оборудования ТЭЦ в летний период, когда тепловая нагрузка отсутствует, а также получать дополнительную мощность, превышающую номинальную, в отопительный

период за счет ограничения тепловой нагрузки.

2. Максимальная конденсационная мощность турбин типов П и ПТ выбирается равной или несколько меньшей номинальной, так как производственная нагрузка имеет круглогодичный характер.

3. Торцевая площадь рабочих лопаток последней ступени выполняется меньшей, чем у конденсационной турбины той же мощности, так как теплофикационные турбины на конденсационном режиме имеют более высокое давление в конденсаторе. Уменьшение торцевой площади рабочих лопаток снижает стоимость турбины, позволяя, например, уменьшить количество выхлопов, и повышает экономичность на теплофикационном режиме за счет уменьшения потерь при минимальных пропусках пара в ЧНД. В то же время уменьшение площади выхлопа приводит к снижению экономичности турбины в неотапливаемый период, на конденсационном режиме.

4. Поверхность охлаждения конденсатора, площадь орошения градирни и расход циркуляционной воды в теплофикационных турбинах принимаются меньшими, чем в конденсационных турбинах той же мощности, и определяются на основании оптимизационных технико-экономических расчетов.

5. В условиях эксплуатации возникает необходимость в обеспечении номинальной конденсационной мощности при повышенных температурах охлаждающей воды (выше 33 °С), при этом давление в конденсаторе возрастает и может превысить максимально допустимое. Для обеспечения таких режимов требуется или увеличить расход охлаждающей воды до величин, превышающей оптимальную, с тем, чтобы снизить давление в конденсаторе до допустимого, что, однако, экономически не оправдано, или предусмотреть возможность работы турбины с повышенным давлением в конденсаторе. В связи с этим проводятся работы по обеспечению возможности работы турбины и преж-

де всего последней ступени с давлением в конденсаторе до 160—180 кПа.

6. В теплофикационных турбинах, имеющих два конденсатора, возможно последовательное соединение их по охлаждающей воде. Особенности применения такой схемы в условиях теплофикационных турбин рассмотрены в § 3.5.

Особенностью теплофикационных турбин является возможность повышения тепловой экономичности за счет усовершенствования той части тепловой схемы, которая относится к использованию теплоты отработавшего в турбине пара.

В турбинах мощностью 50—100 МВт на основе исследований совместной работы с тепловыми сетями осуществлен комплекс мероприятий по снижению температурного уровня отвода теплоты из цикла. Эти решения в настоящее время стали типовыми и приняты в большей части или полностью в современных теплофикационных турбинах.

Дальнейшие усовершенствования тепловой схемы направлены на исключение дросселирования отбираемого на производство пара путем расширения диапазона регулирования в производственном отборе и на ограничение использования на ТЭЦ редуцированного свежего пара за счет организации в теплофикационных турбинах значительных нерегулируемых отборов; разработаны и осуществлены отдельные мероприятия по повышению эффективности теплофикационных турбин в конкретных условиях отдельных ТЭЦ.

Для ТЭЦ, удаленных на большие расстояния от центра теплопотребления, экономически оптимальным является повышение температуры подогрева сетевой воды паром, отбираемым из турбины, до 145—155 °С и выше. Тепловые схемы турбин, проектируемые для таких ТЭЦ, предусматривают увеличение числа ступеней подогрева сетевой воды до 3—4.

Важное значение имеет оптимизация использования отопительных отборов на таких режимах работы тур-

бины, когда имеется конденсационный пропуск пара (см. § 3.5).

До недавнего времени теплофикационные турбины проектировались исходя из режимов работы в базовой части электрического графика. В настоящее время в связи с увеличивающимся разуплотнением графика электрических нагрузок и изменением оборудования конденсационных станций (широкое внедрение блоков на закритические параметры и электростанций на ядерном топливе) выявлена необходимость и экономическая целесообразность привлечения ТЭЦ на органическом топливе к регулированию суточной и недельной неравномерности электрической нагрузки.

Современные теплофикационные турбины имеют определенные возможности участия в покрытии пиковой части электрического графика. На ТЭЦ может быть получена дополнительная мощность, превышающая номинальную, за счет временного ограничения количества отбираемого пара. Экономичность получения такой мощности рассмотрена в § 2.5.

Эффективным по экономичности, но не всегда осуществимым по возможностям оборудования ТЭЦ является получение дополнительной мощности за счет отключения или ограничения отборов на ПВД, рассмотренное в § 2.5.

Глубокая разгрузка по электрической мощности теплофикационных турбин при сохранении теплового потребления на ТЭЦ возможна при временной передаче тепловой нагрузки на дополнительные сетевые подогреватели, питающиеся паром из энергетических котлов через РОУ, и одновременном соответствующем уменьшении расхода пара на турбину. В этом случае ТЭЦ может полноценно участвовать в регулировании не только суточной, но и недельной неравномерности электрической нагрузки [53]. Такой способ работы ТЭЦ, предложенный ВНИПИЭнергопромом, проходит опытную проверку в эксплуатационных условиях.

Частичная разгрузка теплофикационных турбин по электрической мощности при сохранении тепловой нагрузки может быть выполнена за счет:

отключения ПВД при соответствующем уменьшении расхода свежего пара;

повышения давления в отопительном отборе с одновременным частичным обводом сетевой воды помимо сетевых подогревателей с тем, чтобы сохранить заданную температуру подогрева сетевой воды.

В обоих случаях сохраняется низкий удельный расход топлива, характерный для теплофикационных турбин, но уменьшается удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, что определяет снижение экономичности ТЭЦ (см. § 2.1).

Использование конденсационных турбоустановок для теплофикации

Наряду с теплофикационными турбинами для теплоснабжения привлекаются и конденсационные турбины. С этой целью конденсационные турбины, установленные на ГРЭС, реконструируются с организацией отборов на отопление и промышленные нужды. Для обеспечения маневренных характеристик, в том числе возможности разгрузки по электрической мощности, при обеспечении тепловой нагрузки теплофикационные отборы при реконструкции, как правило, выполняются регулирующими [36].

В эксплуатации находится значительное количество реконструированных конденсационных турбин мощностью 100 МВт и ниже, что позволяет повысить экономичность ГРЭС и обеспечить экономию топлива при ограниченных дополнительных капиталовложениях. Вместе с тем эти турбины имеют более низкий технический уровень, чем современные теплофикационные турбины, так как уступают им по единичной мощности, начальным параметрам пара и эффективности организации теплофикационных отборов, кроме того, турбины и комплектующее оборудование к ним до реконструкции, как правило,

находились в длительной эксплуатации.

Реконструкция конденсационных турбин сохраняет свое значение и на последующий период. Характерно привлечение к теплоснабжению современных конденсационных турбин большой мощности: К-160-130, К-200-130, К-300-240. Разработанные проекты реконструкции этих турбин показали, что они могут работать, как турбины типа ТК с высокими технико-экономическими показателями. Однако ограничения, накладываемые существующей конструкцией турбины, приводят к тому, что по удельной выработке электроэнергии на тепловом потреблении эти турбины будут уступать лучшим теплофикационным турбинам [36].

Вновь устанавливаемые конденсационные турбины атомных электростанций, рассчитанные на большие расходы свежего пара, могут быть выполнены с большими нерегулируемыми отборами пара для теплоснабжения. При этом, однако, конденсационная электрическая мощность привязана к тепловой нагрузке и не может быть снижена ниже определенной величины, что ограничивает маневренные возможности турбин с нерегулируемыми отборами пара.

Ожидается, что теплофикация на базе ядерного топлива будет развиваться с применением как теплофикационных турбин типов ТК и Т, так и конденсационных турбин с нерегулируемыми отборами пара.

1.3. Теплофикационные турбины по ТМЗ

Производственное объединение «Турбомоторный завод» (ПО ТМЗ) разрабатывает и выпускает теплофикационные турбины всех указанных выше типов, кроме турбин типа П.

Характерным для работ завода является выполнение теплофикационных турбин разных типов в виде единой серии или группы с общими конструктивными решениями и широкой унификацией отдельных узлов и деталей. В послевоенный период

Таблица 1.3. Основные параметры турбин

Наименование	Марка				
	Т-12-29	К-12-29	ПТ-12-35/10	Т-12-35	
Мощность, кВт:					
номинальная	12 000	12 000	12 000	12 000	
на конденсационном режиме	12 000	12 000	12 000	12 000	
максимальная	—	12 000	14 400	14 400	
Частота вращения ротора, об/мин	3000	3000	3000	3000	
Параметры свежего пара:					
давление, МПа	2,8	2,8	3,4	3,4	
температура, °С	400	400	435	435	
Расход свежего пара, т/ч:					
номинальный	83	63	109,2	79,7	
максимальный	—	63	115	90	
Предел регулирования давления в отборе, МПа:					
производственном	—	—	0,8—1,3	—	
отопительном	0,12—0,25	—	0,12—0,25 ¹	0,12—0,25 ¹	
Пределы регулирования противодействия, МПа	—	—	—	—	
Тепловая нагрузка отборов, т/ч:					
производственного (номинальная)	—	—	50	—	
производственного (максимальная)	—	—	80	—	
отопительного (номинальная)	60	—	40	65	
отопительного (максимальная)	—	—	65	65	
Номинальный расход пара в противо-					
давление, т/ч	—	—	—	—	
Температура подогрева питательной во-	156	156	152	166	
ды, °С					
Количество отборов для регенерации	3	3	3	3	

¹ Допускается снижение давления в регулируемом отопительном отборе до 0,07 МПа.

² Допускается повышение противодействия до 3,6 МПа при соответствующем уменьшении мощности.

³ В скобках указано увеличение мощности турбин последующих модификаций.

разработаны турбины мощностью 12 МВт, в 50-х годах — турбины мощностью 25 МВт, основные данные по этим турбинам приведены в табл. 1.3.

К началу 60-х годов разработаны теплофикационные турбины мощностью 40—100 МВт на начальные параметры пара 12,8 МПа, 565 °С. Группа включает пять типов турбин: ПТ-50-130/7 с производственным и двумя отопительными отборами пара, Т-50-130, Т-100-130, Т-50-130-6 ($n = 3600$ об/мин) с двумя отопительными отборами пара, Р-40-130/31 с противодавлением. В новой группе турбин предусмотрено комплексное повышение эффективности сравнительно с ранее выпускавшимися турбинами за счет следующих основных решений:

снижения температурного уровня отвода теплоты из цикла путем организации двухступенчатого подо-

грева сетевой воды, исключения дросселирования отбираемого пара, уменьшения потерь давления в трубопроводах отбора и недогрева в сетевых подогревателях;

рационального выбора конструкции турбины исходя из условия совместной работы теплофикационной турбины и тепловых сетей, аэродинамической обработки лопаточного аппарата и элементов парового тракта;

исключения потерь теплоты с паром, поступающим в конденсатор, работы турбин с регулируемым отбором пара в режиме теплового графика (режим с противодавлением);

обеспечения высокой эксплуатационной надежности и коротких сроков освоения нового оборудования; повышения степени автоматизации турбины и всей турбоустановки.

Осуществление этих положений в турбинах мощностью 40—100 МВт

ПО ТМЗ мощностью 6, 12 и 25 МВт

турбины					
К-12-35	Р-6-90/31	Р-6-90/31	ПТ-25-90/10	Т-25-90	ПР-25-90/10/0,9
12 000	6000	6000	25 000 (30 000) ³	25 000 (30 000) ³	25 000
13 200	—	—	25 000 (27 000) ³	25 000 (30 000) ³	—
13 200	6000	6000	30 000 (35 000) ³	30 000 (32 000) ³	30 000
3000	3000	3000	3000	3000	3000
3,4	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8
435	500	535	535	535	535
54,6	102,6	97,8	160	129	161
60	—	—	190	160	190
—	—	—	0,8—1,3	—	0,8—1,3
—	—	—	0,07—0,25	0,07—0,25	—
—	2,8—3,2	2,8—3,2 ²	—	—	0,05—0,25
—	—	—	70 (83) ³	—	65
—	—	—	125	—	100
—	—	—	53 (63) ³	92	—
—	—	—	92	92	—
—	—	—	—	—	63
160	—	—	218	218	217
3	—	—	6	6	4

позволило обеспечить повышение технико-экономических показателей ТЭЦ. Опыт эксплуатации подтвердил их надежность и высокую эффективность принятых новых решений.

Проводимые работы по дальнейшему совершенствованию конструкции с учетом опыта эксплуатации турбин в разных климатических районах СССР и за рубежом позволили повысить мощность и гарантируемую экономичность турбин этой группы. Основные технические характеристики турбин мощностью 40—100 МВт и их последующих модернизаций приведены в табл. 1.4.

Турбины, входящие в рассматриваемую группу, имеют сравнительно небольшой расход свежего пара на номинальном режиме (250—480 т/ч), поэтому оптимальным явилось применение двухвентечного регулирующего колеса с ограниченным изопропейным перепадом и выполнение

ступеней ЧВД с малым диаметром. Последующие ступени, расположенные в цилиндрах среднего или низкого давления, имеют больший объемный расход и выполнены с большими диаметрами.

Проточные части спроектированы с учетом совместной работы турбины и тепловых сетей. Целесообразность этого определяется тем, что в условиях работы со ступенчатым подогревом сетевой воды, расширенным диапазоном регулируемого давления и использованием теплоты пара, поступающего в конденсатор, в значительной мере расширилась взаимосвязь турбины и тепловых сетей, которая приводит к существенно переменному режиму работы ступеней, примыкающих к отборам. Наряду с теплофикационными режимами, характерными для отопительного периода, турбины с отборами пара работают и в чисто конденсационном ре-

Таблица 1.4. Основные параметры турбин

Наименование	Марка		
	Р-40-130/31	Т-50 130	Т-50/60-130
Мощность, кВт:			
номинальная	40 000	50 000	55 000
на конденсационном режиме	—	50 000	55 000
максимальная	43 000	60 000	65 000
Частота вращения ротора, об/мин	3000	3000	3000
Параметры свежего пара:			
давление, МПа	12,8	12,8	12,8
температура, °С	565 ¹	565 ¹	565 ¹
Расход свежего пара, т/ч:			
номинальный	456	245	256
максимальный	470	260	265
Пределы регулирования давления в отборах, МПа:			
производственном	—	—	—
верхнем отопительном	—	0,06—0,25	0,06—0,25
нижнем отопительном	—	0,05—0,2 ²	0,05—0,2 ²
Пределы регулирования противодавления, МПа	2,8—3,5	—	—
Тепловая нагрузка:			
производственная (номинальная), т/ч	—	—	—
отопительная (номинальная), ГДж/ч (Гкал/ч)	—	385 (92)	398 (95)
производственная (максимальная), т/ч	—	—	—
отопительная (максимальная), ГДж/ч (Гкал/ч)	—	385 (92)	418 (100)
Номинальный расход пара в противодавлении, т/ч	446	→	—
Номинальная температура подогрева питательной воды, °С	—	230	232
Количество отборов для регенерации	1 ³	7	7

¹ Разрешается работа турбин при номинальной температуре свежего пара 555 °С; соответствующие вой нагрузки указываются в технических условиях на эти турбины.

² При работе с одним нижним отопительным отбором и при мощности не выше номинальной

³ Отбор из линии противодавления.

⁴ Пятая модификация имеет те же основные параметры, указанные в таблице, что и модифика

жине, с иными как по расходу пара, так и по давлению условиями работы предотборных ступеней.

Разработанная методика расчета [15, 41] позволяет учесть особенности переменного режима работы турбины и обеспечивает оптимальную экономичность турбоагрегата за годовой период с учетом как теплофикационных, так и чисто конденсационных режимов.

Турбина Т-100-130 выполняется трехцилиндровой. В цилиндре высокого давления пар расширяется до давления верхнего регенеративного отбора (около 3,4 МПа), в цилиндре среднего давления — до давления нижнего отопительного отбора. ЦНД двухпоточный. ЦВД выполнен противоточным относительно ЦСД, что

позволило применить жесткую муфту между роторами высокого и среднего давления и один упорный подшипник с сохранением относительно небольших осевых зазоров в проточной части как ЦВД, так и ЦСД. Выполнению теплофикационных турбин с разворотом ЦВД и одним упорным подшипником способствовало достигнутое в турбинах уравнивание основной части осевого давления в пределах каждого отдельного ротора и передачи оставшегося ограниченного усилия на подшипник, работающий в обе стороны.

Конструкция и тепловая схема турбины Т-100-130 рассмотрены в гл. 4—6.

Продольный разрез турбины Т-100-130 приведен на рис. 1.2.

ПО ТМЗ мощностью 40—100 МВт

турбины					
T-50-130-6	ПТ-50/60-130/7	T-100/120-130	T-100/120-130-2	T-110/120-130-3	T-110 120-130-4
50 000	50 000	100 000	105 000	110 000	110 000
50 000	50 000	100 000	105 000	110 000	120 000
60 000	60 000	120 000	120 000	120 000	120 000
3600	3000	3000	3000	3000	3000
12,8	12,8	12,8	12,8	12,8	12,8
565 ¹	565 ¹	565 ¹	565 ¹	555	555
240	274	441	460	480	480
250	300	460	465	485	485
—	0,5—1,0	—	—	—	—
0,06—0,25	0,06—0,25	0,06—0,25	0,06—0,25	0,06—0,25	0,06—0,25
0,05—0,2	0,05—0,2	0,05—0,2 ²	0,05—0,2 ²	0,05—0,2 ²	0,05—0,2 ²
—	—	—	—	—	—
—	118	—	—	—	—
377 (90)	167 (40)	670 (160)	703 (168)	733 (175)	733 (175)
—	160	—	—	—	—
377 (90)	251 (60)	670 (160)	741 (177)	770 (184)	770 (184)
—	—	—	—	—	—
225	230	229	232	232	232
7	7	7	7	7	7

изменения номинального расхода свежего пара, номинальной и максимальной мощности и тепло-
допускается снижение давления в этом отборе до 0,03 МПа.

ция четыре.

В группу теплофикационных турбин большой мощности, разработанную и выпускаемую ПО ТМЗ в настоящее время, включены турбины следующих типов:

турбина Р-100/105-130/15 — с противодавлением;

турбина ПТ-135/165-130/15 — с регулируемым производственным и двумя отопительными отборами пара;

турбина Т-175/210-130 — с двумя отопительными отборами пара;

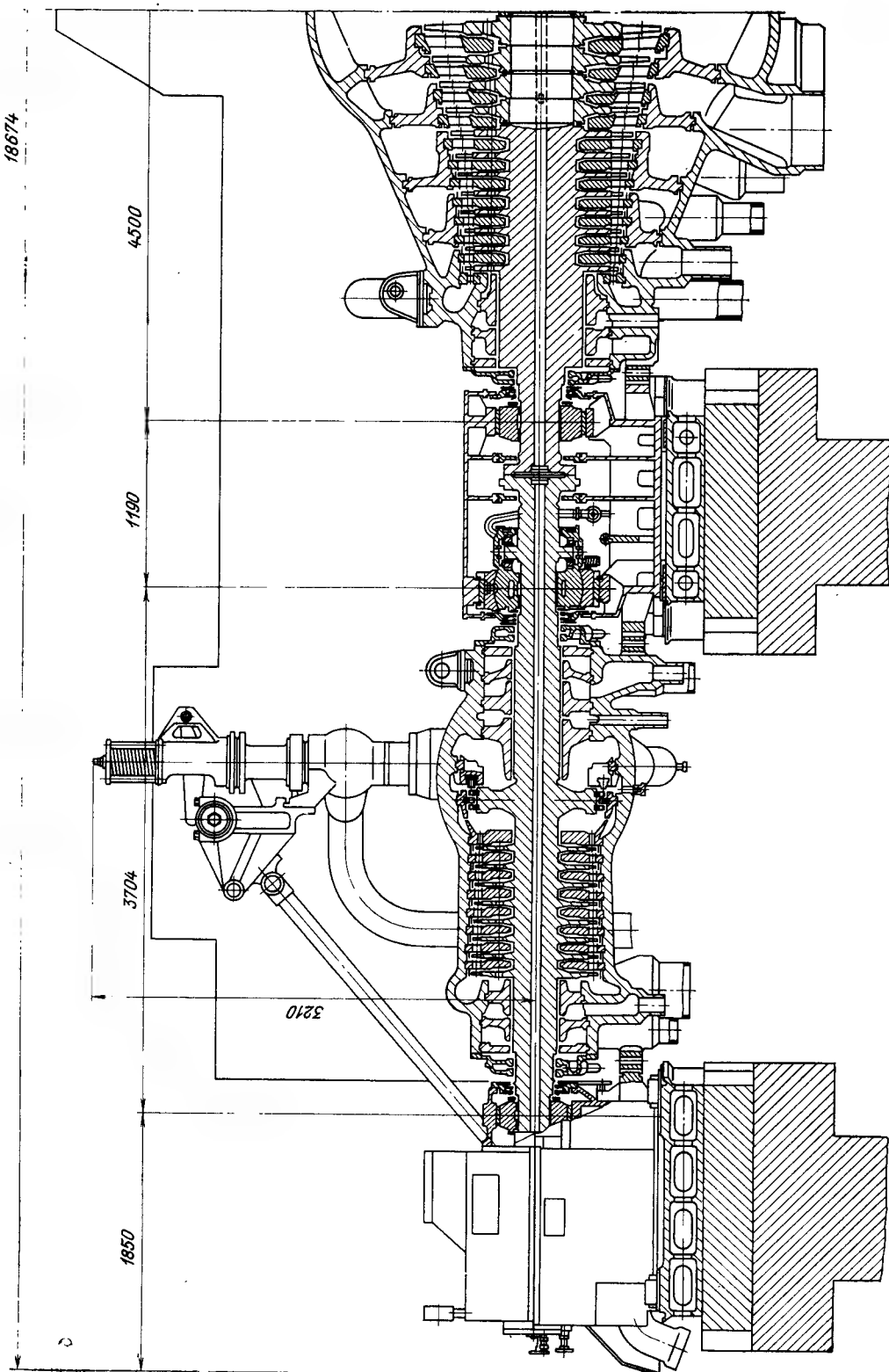
турбина Т-250/300-240 — с двумя отопительными отборами пара.

В последующем выполнены модификации рассматриваемых турбин: Р-102/107-130/15-2; ПТ-140/165-130/15-2, Т-185/220-130-2, Т-250/300-240-2, Т-250/300-240-3, которые имеют увеличенные электрические мощности и

тепловые нагрузки; разрабатываются модификации турбин ПТ-140/165-130/15-3 и Т-185/215-130-3, рассчитанные на более высокую температуру охлаждающей воды (27 °С) и имеющие меньшие размеры последней ступени.

Основные параметры турбин рассматриваемой группы приведены в табл. 1.5. Для группы турбин большой мощности характерны следующие общие решения.

1. Основные параметры новых турбоагрегатов выбраны с учетом использования существующего котельного, электротехнического и комплектующего оборудования. Такое решение позволяет ускорить освоение нового оборудования ТЭЦ, ограничивая его освоение только собственно турбиной. Так, например, турбина Т-250/300-



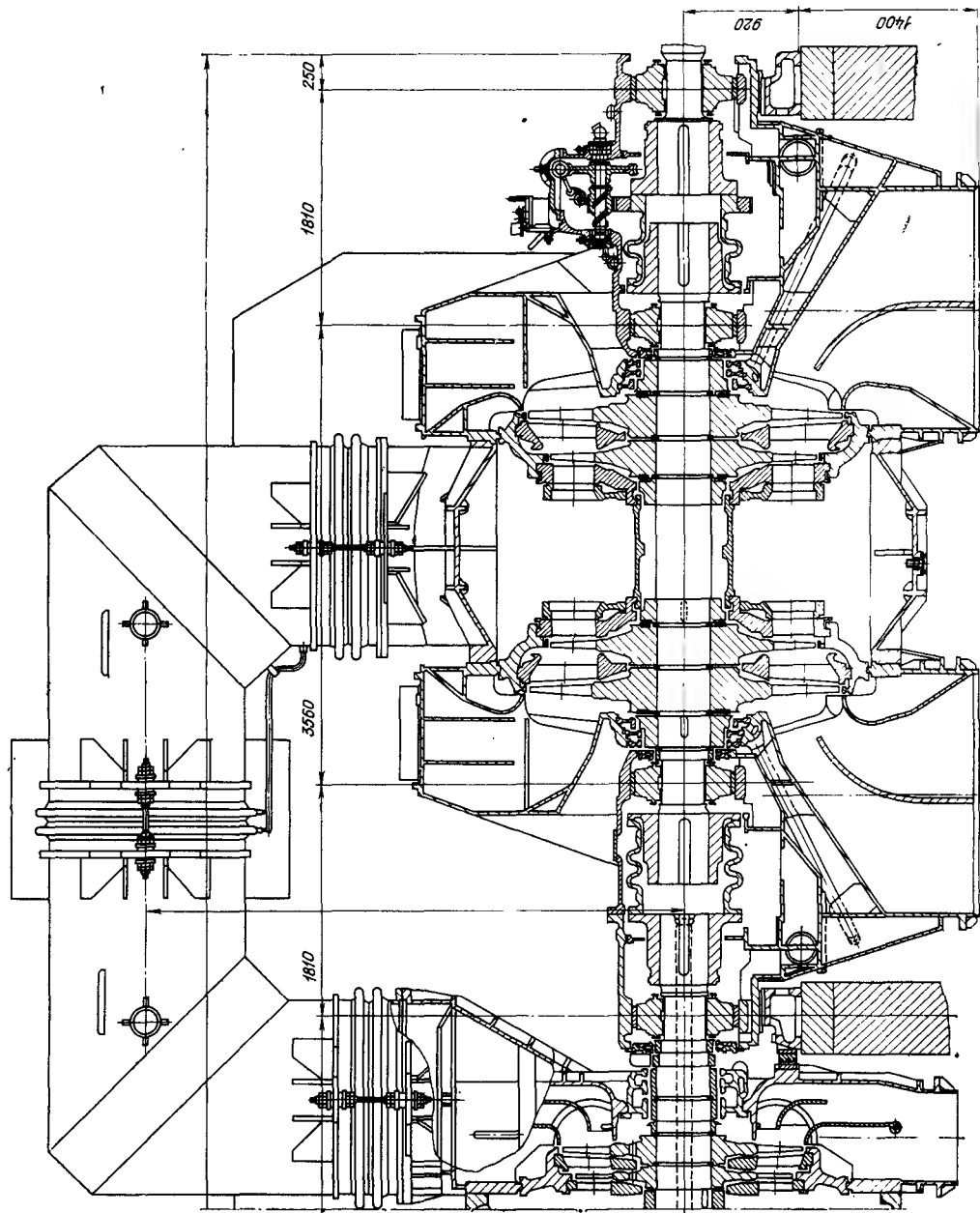


Рис. 1.2. Продольный разрез турбины Т-110/120-130

Таблица 1.5. Основные параметры

Наименование	Марка		
	Р-100/105-130/15	Р-102/107-130/15-2	Т-250/300-240
Мощность, кВт:			
номинальная	100 000	105 000	250 000
на конденсационном режиме	—	—	300 000
максимальная	105 000	107 000	300 000
Частота вращения ротора, об/мин	3000	3000	3000
Номинальные параметры пара:			
давление свежего пара, МПа	12,8	12,8	23,5
температура свежего пара, °С	565 ¹	555	560 ¹
температура промпрегрева, °С	—	—	565 ¹
Расход свежего пара, т/ч:			
номинальный	760	785	905
максимальный	760 ²	810	930
Пределы регулирования давления в отборах, МПа:			
производственном	—	—	—
верхнем отопительном	—	—	0,06—0,20
нижнем отопительном	—	—	0,05—0,15
Пределы регулирования противодействия, МПа	1,2—1,75 ⁵	1,2—1,75 ⁵	—
Тепловая нагрузка:			
производственная (номинальная), т/ч	—	—	—
отопительная (номинальная), ГДж/ч (Гкал/ч)	—	—	1380 (330)
производственная (максимальная), т/ч	—	—	—
отопительная (максимальная), ГДж/ч (Гкал/ч)	—	—	1380 (330)
Номинальный расход пара в противодействие, т/ч	650	670	—
Температура подогрева питательной воды, °С	234	234	263
Количество отборов для регенерации	3 ⁶	3 ⁶	9

¹ Разрешается работа турбин Р-100/105-130/15 и ПТ-135/165-130/15 при номинальной температуре промпрегрева 540 °С; соответствующие изменения гарантий по экономичности, номинального расхода ских условиях на эти турбины.

² Возможно увеличение производственного отбора турбины ПТ-135/165-130/15 при отсутствии отопительных отборов.

³ Для турбины Т-175/210-130 при отключении ПВД максимальная тепловая нагрузка составляет 110 Гкал/ч, максимальная величина отопительного отбора (суммарная из обеих камер) на подогрев.

⁴ Для турбины ПТ-135/165-130/15 максимальная величина отопительного отбора (суммарно из обеих камер) составляет 110 Гкал/ч.

⁵ Разрешается длительная работа турбин Р-100/105-130/15 и Р-102/107-130/15-2 с противодействием до 1,75 МПа.

⁶ В том числе один отбор из линии противодействия.

240 спроектирована для работы совместно с котлом, генератором и регенеративными подогревателями, применяемыми в конденсационных блоках мощностью 300 МВт. Для турбин Р-100-130, ПТ-135-130 и Т-165/210-130 принятые расход и параметры свежего пара позволяют использовать выпускаемые серийно котлы, генераторы и ПВД. Следует, однако, отметить, что при этом нарушилась нормальная шкала номинальных мощностей турбоагрегатов.

2. В турбинах большой мощности, несмотря на значительные конструктивные трудности, сохранены те же решения по улучшению использо-

вания отопительной нагрузки, которые оправдали себя в турбинах мощностью 50—100 МВт, в том числе ступенчатый подогрев сетевой воды паром, отбираемым из двух отопительных отборов; исключение дросселирования отбираемого пара за счет соответствующего расширения диапазона регулируемого давления в отопительных отборах; возможность использования теплоты пара, поступающего в конденсатор; работа конденсационных турбин как по электрическому, так и по тепловому графикам; проектирование проточной части с учетом совместной работы турбины и тепловых сетей и т. д.

турбины

Т 250/300-240-2	Т-250/300-240-3	ПТ-135/165-130/15	ПТ-140/165-130/15 2	Т-175/210-130	Т 185/220-130-2
250 000	250 000	135 000	142 000	175 000 ³	185 000 ³
300 000	300 000	120 000	120 000	210 000	220 000
300 000	300 000	162 000	167 000	210 000	220 000
3000	3000	3000	3000	3000	3000
23,5	23,5	12,8	12,8	12,8	12,8
540	540	565 ¹	555	555	555
540	540	—	—	—	—
955	955	739	788	745	786
980	980	760	810	760	810
—	—	1,2—2,06	1,2—2,06	—	—
0,06—0,20	0,06—0,20	0,06—0,25	0,06—0,25	0,06—0,29	0,06—0,29
0,05—0,15	0,05—0,15	0,05—0,20	0,05—0,20	0,05—0,20	0,05—0,20
—	—	—	—	—	—
—	—	320	335	—	—
1380 (330)	1465 (350)	460 (110)	480 (115)	1130 (270)	1170 (280)
—	—	390 ²	410	—	—
1380 (330)	1465 (350)	460 (110) ⁴	480 (115)	1170 (280) ³	1215 (290) ³
—	—	—	—	—	—
263	263	232	232	232	232
9	9	7	7	7	7

свежего пара 555 °С и турбины Т-250/300-240 при номинальной температуре свежего пара и после свежего пара, номинальной и максимальной мощности и тепловой нагрузки указываются в техническом отборе до 480 т/ч, электрическая мощность при этом составляет около 100 МВт. 1310 ГДж/ч, электрическая мощность 185 МВт, для турбины Т-185/220-130-2 — 1350 ГДж/ч, 195 МВт. камер) на подогрев воды в сетевых подогревателях турбоустановки равна номинальной и составляет сетевой воды и добавочной воды в станционных теплообменниках составляет 585 ГДж/ч (140 Гкал/ч). 2,06 МПа.

3. Для повышения экономичности ТЭЦ предусмотрено расширение эксплуатационных возможностей турбин большой мощности за счет следующих решений:

организация дополнительных нерегулируемых отборов для внешнего теплоснабжения, что позволяет исключить использование на ТЭЦ редуцированного свежего пара или дросселируемого пара более высоких параметров;

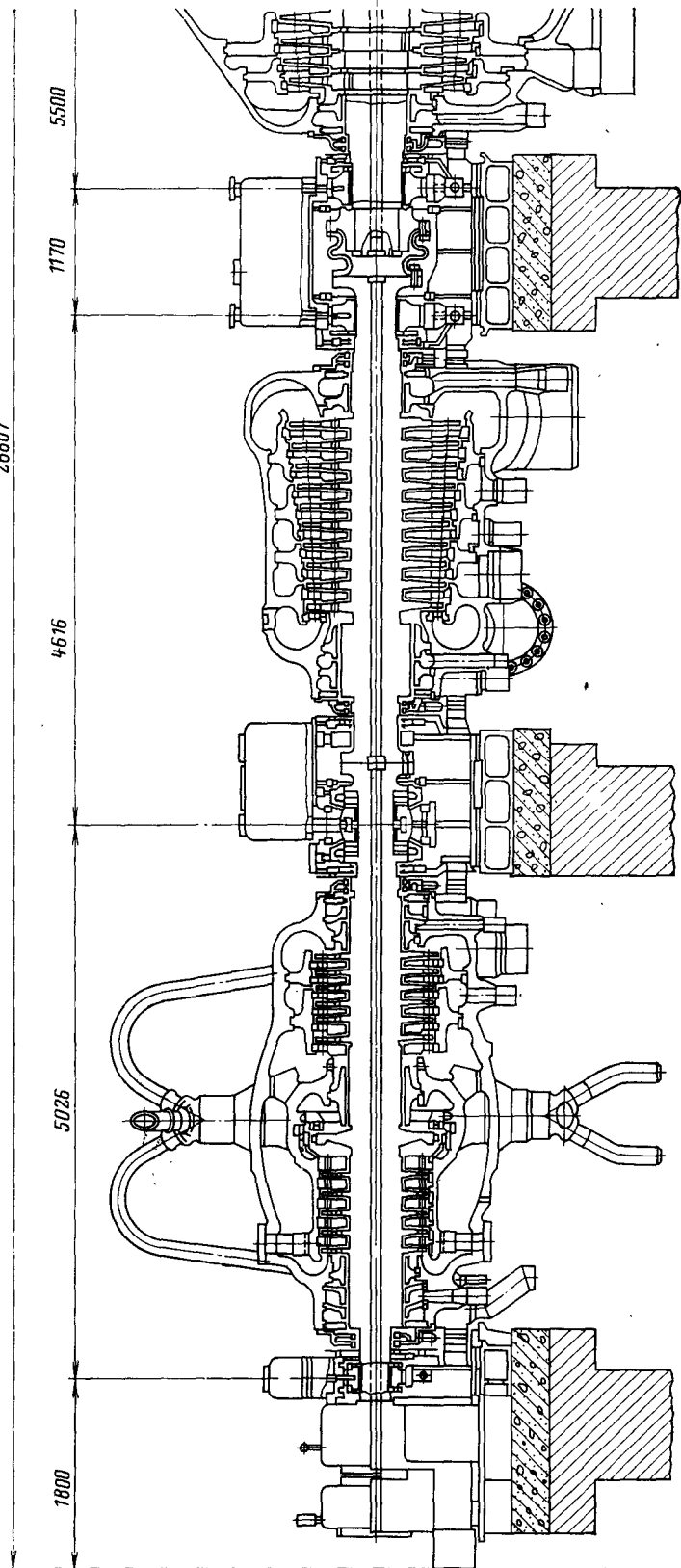
расширение пределов регулирования производственного отбора пара в турбинах типов Р-100-130 и ПТ-135-130 для 1,2—2,1 МПа и увеличение верхнего предела регулирования

отопительного отбора до 0,3 МПа в турбине Т-175/210-130, что расширяет область возможного эффективного использования регулируемых отборов;

использование отборов турбины ПТ-135-130 для подогрева и деаэрации добавочной воды, восполняющей потери конденсата как самой турбины, так и находящихся на ТЭЦ турбин типа Р;

обеспечение возможности получения дополнительной электрической мощности и тепловой нагрузки в турбине Т-175/210-130 путем отключения ПВД.

26607



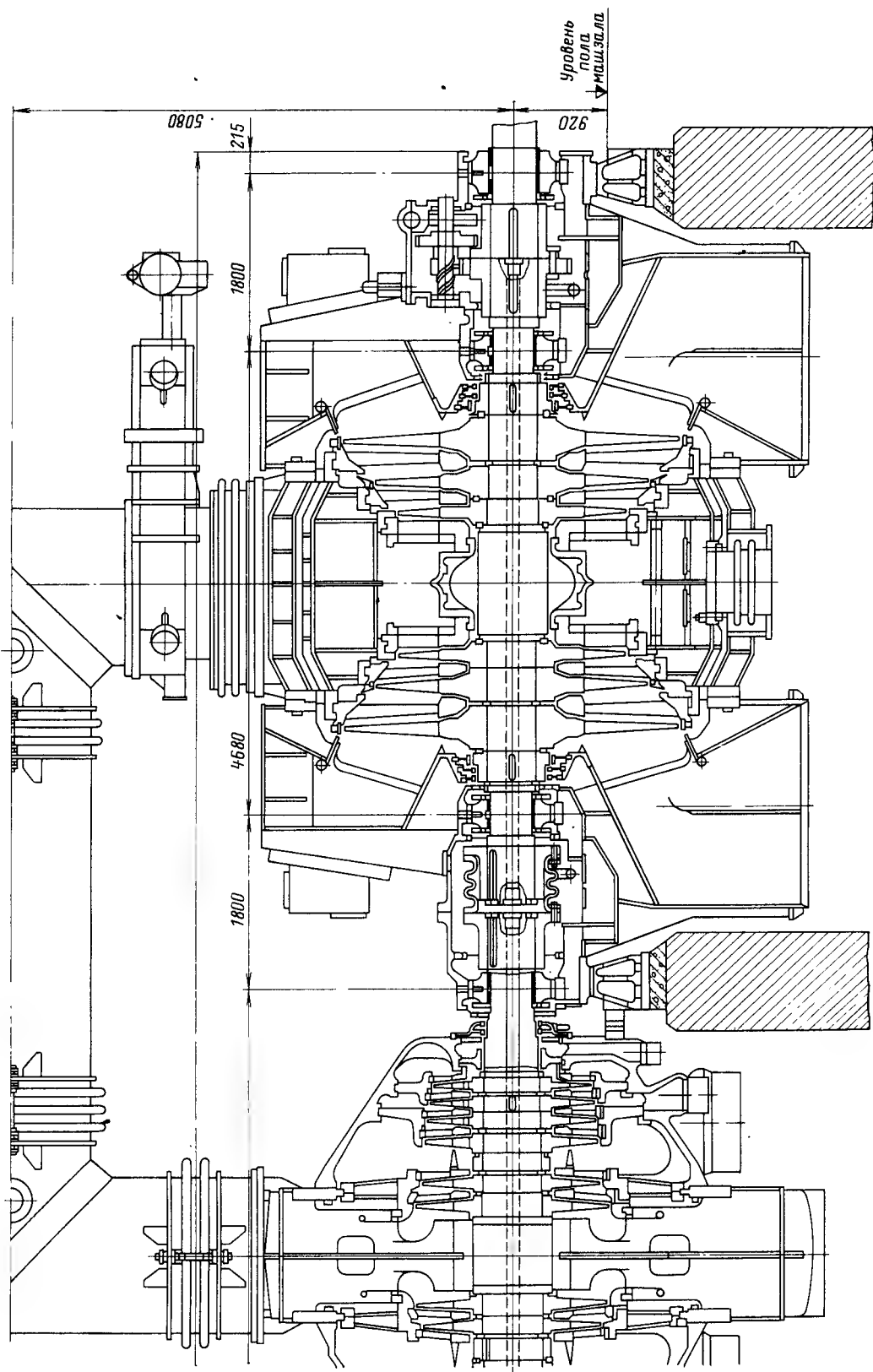


Рис. 1.3. Продольный разрез турбины Т-250/300-240

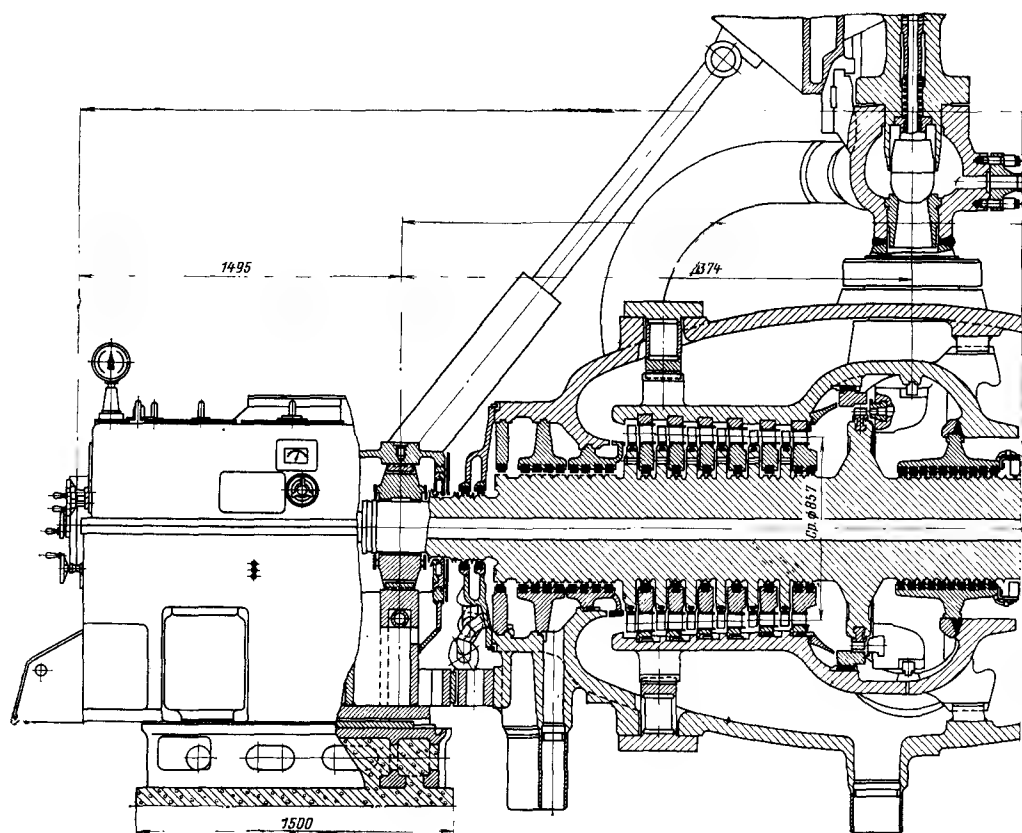


Рис. 1.4. Продольный разрез

4. Максимальная мощность на конденсационном режиме выбрана исходя из максимального расхода пара: 300 МВт для турбины Т-250/300-240 и 210 МВт для турбины Т-175-210-130.

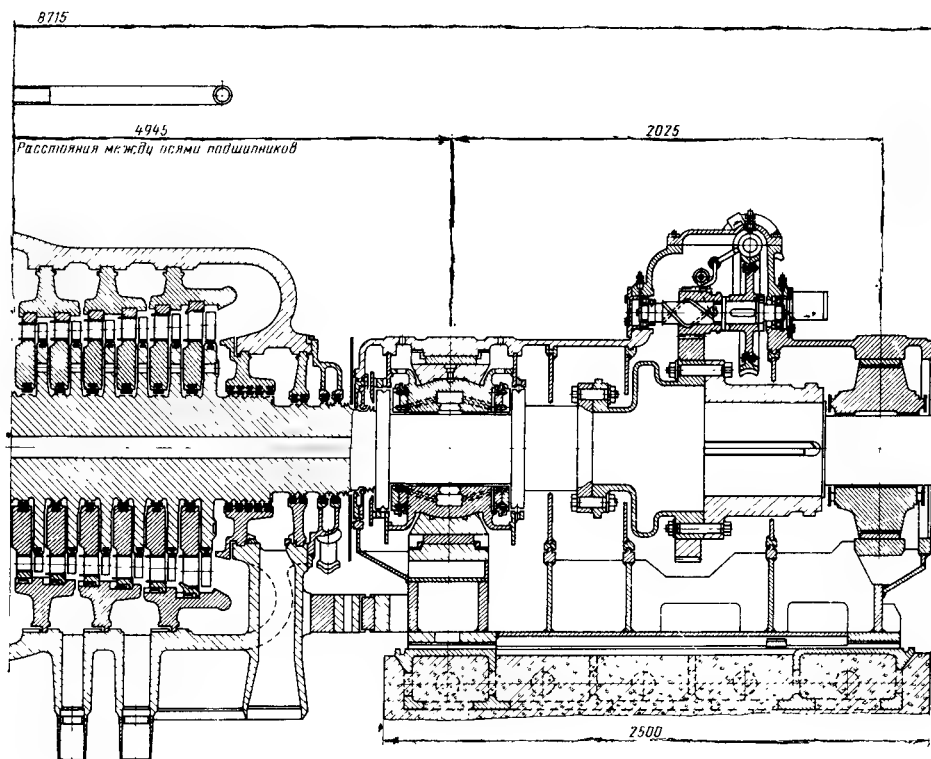
Турбины большой мощности, несмотря на отличия в начальных параметрах, типе и нагрузках, объединены общими конструктивными решениями и унифицированы по ряду узлов, в том числе по наиболее ответственным. Турбины выполнены одновальными, с частотой вращения 50 с^{-1} . По сравнению с турбинами 40—100 МВт рассматриваемые турбины имеют в 1,5—2 раза больший объемный расход свежего пара. В этих условиях оптимальным является применение в ЧВД одновальной регулирующей ступени с малым перепадом, что позволило повысить экономичность турбин.

Ниже приведены краткие сведения по конструктивным особенностям

отдельных турбин группы. Подробные сведения о конструкции, тепловых схемах и регулировании турбин даны в гл. 4—6.

Турбина Т-250/300-240 (рис. 1.3) рассчитана для работы на сверхкритические параметры пара, с промежуточным перегревом пара и выполнена одновальной, четырехцилиндровой (ЦВД + ЦСД I + ЦСД II + ЦНД).

ЦВД двухстенный противоточный, проточная часть ЦВД состоит из 12 ступеней, в том числе одновальной регулирующей ступени, пяти ступеней давления в левом потоке и шести ступеней давления в правом потоке. По выходе из ЦВД пар отводится для промежуточного перегрева в котлоагрегат, из которого направляется в ЦСД-I через два блока, в каждом из которых расположен отсечный и регулирующий клапаны. ЦСД-I однопоточный, одностенный, имеет 10 ступеней. Из ЦСД-I пар давлением око-



турбины Р-100 130/15

до 0,55 МПа на номинальном режиме поступает в ЦСД-II, выполненный двухпоточным с шестью ступенями в каждом потоке, из которых четыре ступени размещены до верхнего отопительного отбора и две ступени между верхним и нижним отопительными отборами. После ЦСД-II часть пара может направляться в нижний отопительный отбор, а оставшийся пар поступает в ЦНД. Давление пара за ЦСД-II на номинальном конденсационном режиме составляет около 0,08 МПа. ЦНД двухстенный, двухпоточный, в каждом потоке по три ступени, в том числе регулирующая ступень. Пропуск пара в ЦНД регулируется поворотными регулирующими диафрагмами. Рабочие лопатки последней ступени ЦНД имеют рабочую длину 940 мм при среднем диаметре 2390 мм, что соответствует торцевой площади обоих выхлопов

14,1 м². Из ЦНД пар направляется в конденсатор.

Данные по регенеративным отборам пара турбины Т-250/300-240-3 приведены в табл. 1.6 и относятся к номинальному режиму работы турбины. Турбина допускает нерегулируемые отборы из выхлопа турбопривода в количестве до 60 т/ч и из холодного промперегрева до 30 т/ч, при наличии указанных отборов мощность турбины и тепловая нагрузка соответственно снижаются.

Турбины Р-100/105-130/15, ПТ-135/165-130/15, Т-175/210-130 с начальным давлением 12,8 МПа выполнены на одинаковый максимальный расход свежего пара (табл. 1.5), что позволяет применить единую конструкцию паровпуска и ЦВД с противодавлением 1,5 МПа, равным номинальному противодавлению для турбины Р-100-130.

Сравнительно с турбинами 40–100 МВт для ЦВД рассматриваемых турбин характерно более высокое давление в камере регулирующей ступени из-за применения одновенечного колеса, а также необходимость организации отборов на регенерацию из-за более низкого противодавления. В этих условиях оптимальным явилось выполнение противоточной (петлевой) схемы проточной части с двухстенным корпусом в зоне паровпуска и первой группы ступеней.

Пар к турбине поступает от двух отдельно стоящих стопорных клапанов. Парораспределение сопловое, четырехклапанное. Регулирующие клапаны размещены на корпусе турбины. К внутреннему корпусу пар подводится в средней части цилиндра. Проточная часть ЦВД имеет 13 ступеней, в левом потоке — регулирующая ступень и шесть ступеней давления, в правом потоке — шесть ступеней давления с большим корневым диаметром.

Турбина Р-100-130 выполнена однокорпусной (рис. 1.4).

Турбина ПТ-135-130 (рис. 1.5) выполнена в двух цилиндрах: ЦВД и ЦНД. Пар из ЦВД частично отводится в производственный отбор и частично к регулирующим клапанам ЧСД, расположенным на ЦНД.

В ЦНД расположены шесть ступеней части среднего давления, две ступени промежуточного отсека и три ступени части низкого давления. Отборы пара в верхний и нижний отопительные отборы производятся из камер после ЧСД и промежуточного отсека. Регулируемые давления в каждом отопительном отборе поддерживаются с помощью дроссельных поворотных диафрагм.

Ступени ЦНД турбины ПТ-135-130 унифицированы со ступенями ЦНД турбины Т-250-240; 23-я и 24-я ступени выполнены одинаковыми с соответствующими 29-й и 30-й ступенями турбины Т-250-240, а 25-я ступень с высотой рабочих лопаток 830 мм и средним диаметром 2280 мм получена из 31-й ступени турбины Т-250-240 подрезкой сверху. Торцевая площадь последней ступени состав-

ляет 5,95 м². Отработавший пар поступает в конденсатор.

Турбина Т-175-130 выполнена трехцилиндровой (рис. 1.6). Пар из ЦВД поступает в ЦСД, проточная часть которого имеет девять ступеней, в том числе две ступени промежуточного отсека, расположенные между верхним и нижним отопительными отборами пара. После ЦСД пар отводится в нижний отопительный отбор или в ЦНД.

ЦНД выполнен двухпоточным, с тремя ступенями в каждом потоке, ступени правого потока унифицированы с соответствующими ступенями турбины ПТ-135-130. Пар, отработавший в турбине Т-175-130, поступает в два конденсатора, включенные последовательно по охлаждающей воде.

Системы регенерации рассматриваемых турбин выполнены аналогично турбинам мощностью 40–100 МВт. Данные по регенеративным отборам приведены в табл. 1.6. Подогрев сетевой воды осуществляется последовательно по типовой схеме в двух сетевых подогревателях, питаемых паром из нижнего и верхнего отопительного отборов.

В турбине ПТ-135-130 возможно одновременное независимое поддержание давления в каждом из двух отопительных отборов.

В турбинах Р-100-130, ПТ-135-130 и Т-175-130 возможно использование нерегулируемых отборов для внешнего потребления: после 7-й ступени — в турбинах Р-100-130, ПТ-135-130, после 16-й ступени — в турбинах ПТ-135-130 и Т-175-130 и после 13-й ступени — в турбине Т-175-130. Условия использования нерегулируемых отборов согласовываются с заводом-изготовителем.

Модификации турбин Р-102/107-130-2, ПТ-140/165-130-2 и Т-185/220-130-2 выполнены на больший расход свежего пара, при этом увеличена пропускная способность облопачивания ЦВД, включая регулирующую ступень. Проточные части ЦСД и ЦНД турбин остаются неизменными.

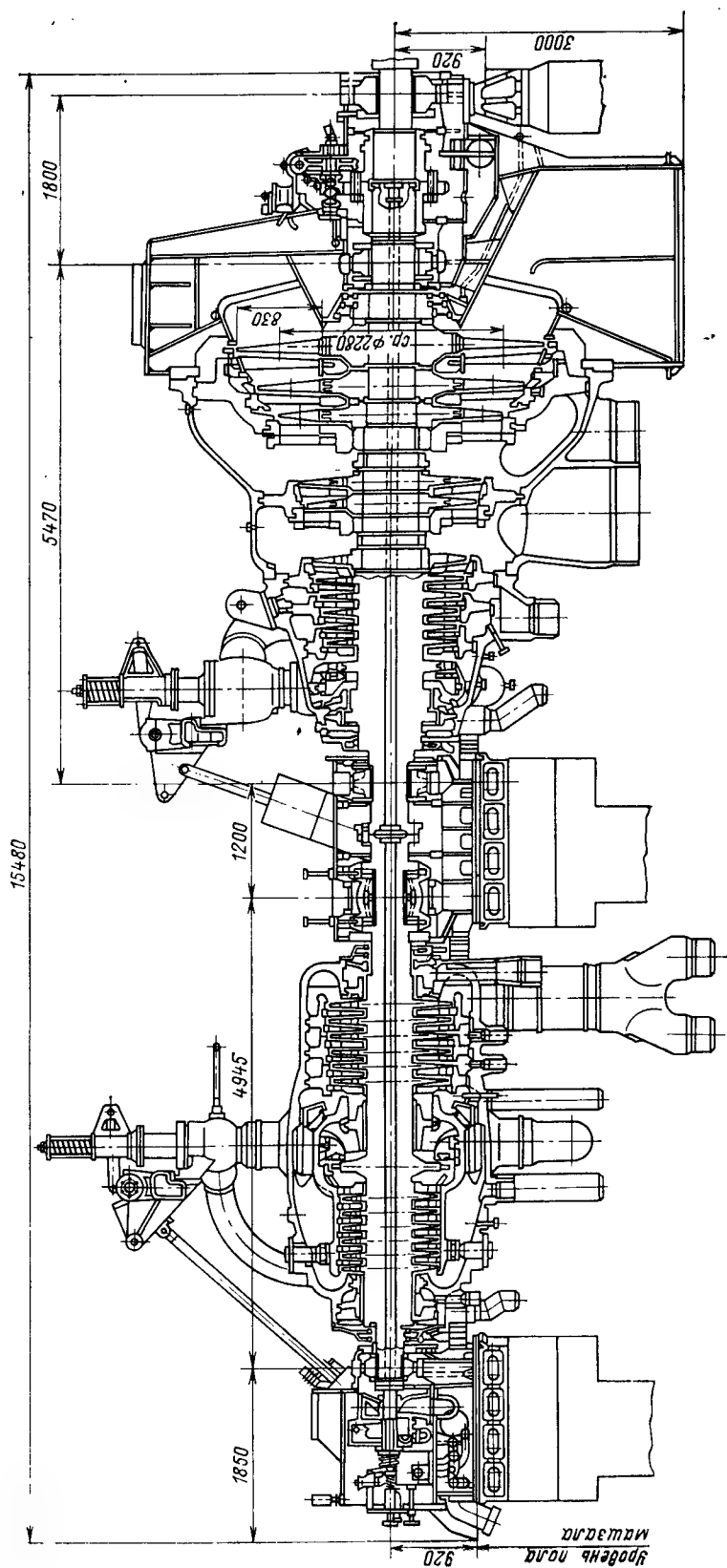
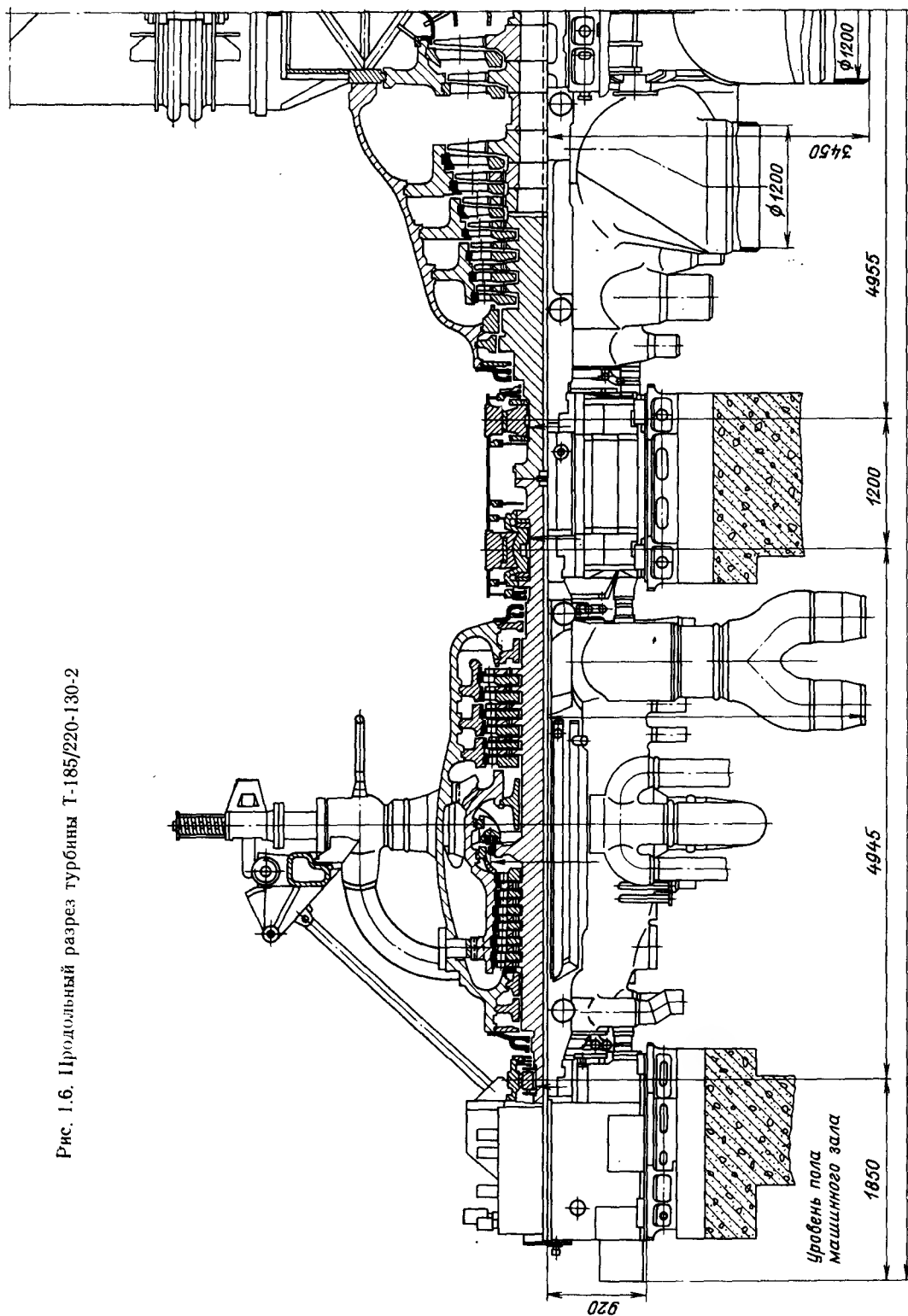


Рис. 1.5. Продольный разрез турбины ПТ-135/165-130/15

Рис. 1.6. Продольный разрез турбины Т-185/220-130-2



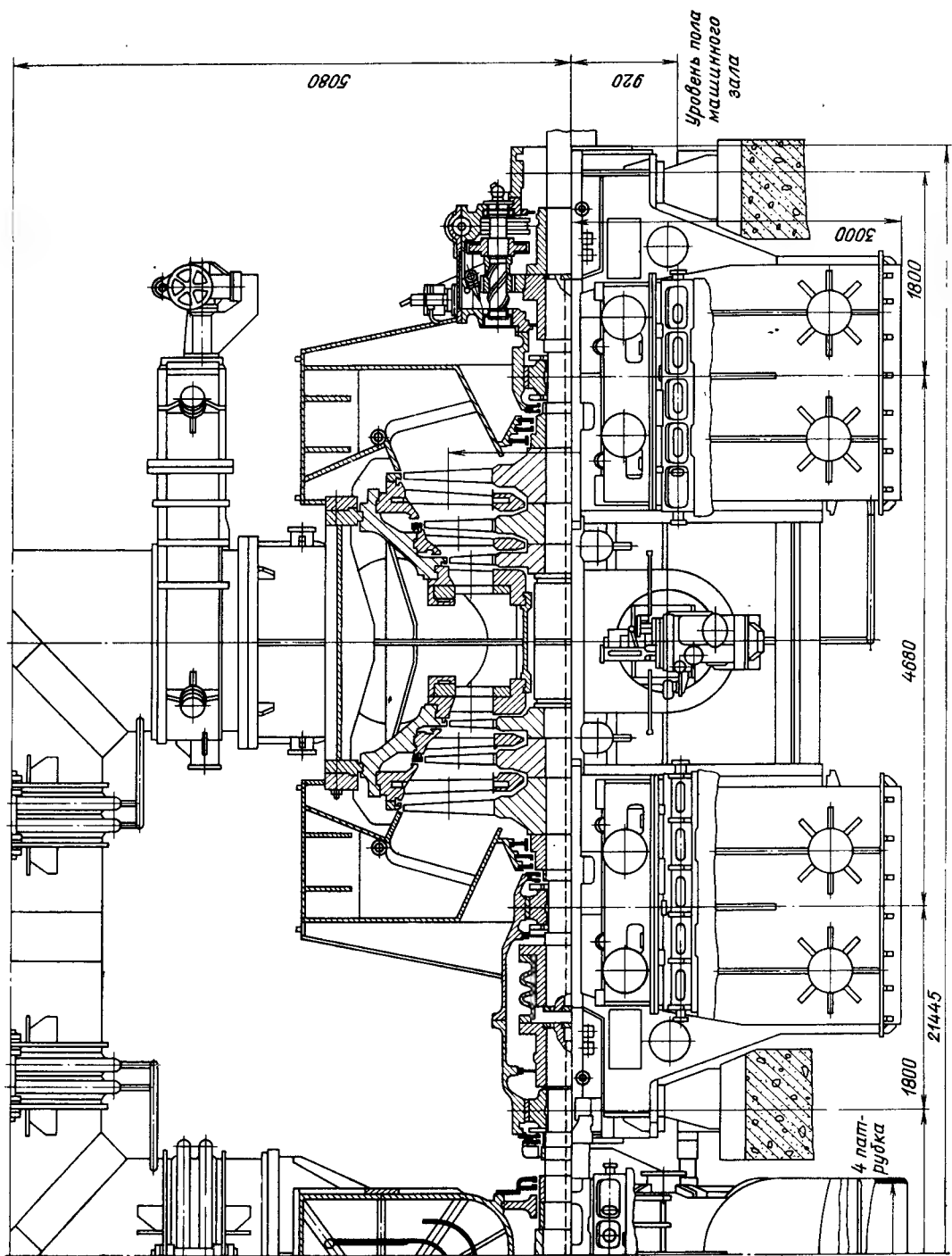


Таблица 1.6. Данные по регенеративным отборам

Марка											
Т-110/120-130-4					Т-185/220-130-2					ПТ-140/165-130-2	
Потребитель пара	Номер перед- борной ступени	Параметры в камере отбора		Количество отбираемого пара, т/ч	Потребитель пара	Номер перед- борной ступени	Параметры в камере отбора		Количество отби- раемого пара, т/ч	Потребитель пара	Номер перед- борной ступени
		Давле- ние, МПа	Темпера- тура, °С				Давле- ние, МПа	Темпера- тура, °С			
ПВД № 7	9	3,32	379	17,5+ +2,0*	ПВД № 7	9	3,42	379	34,7	ПВД № 7	9
ПВД № 6	11	2,28	337	27,8	ПВД № 6	11	2,34	331	34,1	ПВД № 6	11
ПВД № 5	14	1,22	266	16,9	ПВД № 5	13	1,57	283	40,1+5,0*	ПВД № 5	13
Д	14	1,22	266	6,6	Д	13	1,57	283	5,8	Д	13
ПНД № 4	17	0,57	190	11,4+ +6,2*	ПНД № 4	16	0,62	190	32,8	ПНД № 4	16
ПНД № 3	19	0,294	133	22,2	ПНД № 3	18	0,3	—	38,3	ПНД № 3	18
ПНД № 2	21	0,098	—	7,0	ПНД № 2	20	0,098	—	12,0	ПНД № 2	20
ПНД № 1	23	0,037	—	0,6	ПНД № 1	22	0,038	—	0,95	ПНД № 1	22

* Пар из уплотнений турбины.

Модификация турбин ПТ-140/165-130-3 и Т-185/220-130-3 выполнена на расчетную температуру охлаждающей воды 27 °С и имеет измененную

проточную ЦНД, состоящую из двух ступеней (вместо трех в предыдущих модификациях), причем последняя ступень имеет лопатку высотой 650 мм,

Таблица 1.7. Основные параметры теплофикационных турбин ЛМЗ мощностью 50 МВт и выше

Наименование	Турбины					
	Р-50/60-130/13	ПТ-60/75-90/13	ПТ-60/75-130/13	ПТ-80/100-130/13	Т-180/210-130-1	Т-180/215-130-2
Мощность, МВт:						
номинальная	50	60	60	80	180	180
на конденсационном режиме	—	60	60	80	210	215
максимальная	60	75	75	100	210	215
Частота вращения ротора, с ⁻¹	50	50	50	50	50	50
Номинальные параметры пара:						
давление свежего пара, МПа	12,8	8,8	12,8	12,8	12,8	12,8
температура свежего пара, °С	555	535	555	555	540	540
температура промперегрева, °С	—	—	—	—	540	540
Расход свежего пара, т/ч:						
номинальный	370	390	351	448	656	656
максимальный	480	402	390	470	670	670

турбины												
Р-102/107-130-15-2						Т-250/300-240-3						
Параметры в камере отбора		Количество отбираемого пара, т/ч	Потребитель пара	Номер перед-борной ступени	Параметры в камере отбора		Количество отбираемого пара, т/ч	Потребитель пара	Номер перед-борной ступени	Параметры в камере отбора		Количество отбираемого пара, т/ч
Давле-ние, МПа	Темпера-тура, °С				Давле-ние, МПа	Темпера-тура, °С				Давле-ние, МПа	Темпера-тура, °С	
3,36	375	36,4	ПВД №3	9	3,35	377	35,0	ПВД №8	10	5,62	342	48,2
2,28	328	36,4	ПВД №2	11	2,28	327	35,8	ПВД №7	12	4,06	302	92,8
1,47	275	35,3	ПВД №1	13	1,47	277	35,0	ПВД №6	16	1,72	436	35,5
1,47	275	4,8*	—	—	—	—	5,1*	Д	19	0,976	361	16,5
0,53	183	11,2	—	—	—	—	—	ПНД №5	22	0,544	348	17,0+
0,25	127	32,7	—	—	—	—	—	ПНД №4	24	0,284	229	38,9
0,08	—	8,4	—	—	—	—	—	ПНД №3	26	0,093	128	16,3
0,02	—	—	—	—	—	—	—	ПНД №2	28	0,027	68	2,5
								ПНД №1	29	—	—	—

полученную из рабочей лопатки 830 мм обрезкой сверху. Одновременно в турбине Т-185/215-130-3 уменьшена поверхность охлаждения конденсаторов.

Теплофикационные турбины в СССР выпускаются и другими заводами. Первые теплофикационные турбины изготовлены на Ленинградском

металлическом заводе (ЛМЗ). В дальнейшем ЛМЗ разработаны теплофикационные турбины разных типов, конструктивные особенности их рассмотрены в [50, 51, 65].

В табл. 1.7 приведены основные параметры теплофикационных турбин ЛМЗ мощностью 50 МВт и выше.

Глава вторая

ТЕПЛОВАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ, ДИАГРАММЫ РЕЖИМОВ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

2.1. Показатели тепловой экономичности

Экономичность выработки тепловой энергии определяется по фактическому расходу теплоты с добавлением потерь, непосредственно связанных с производством теплоты на ТЭЦ; потери в котле, трубопроводах, расход энергии на насосы и т. п. Согласно принятой методике экономия от комбинированной выработки относится к электрической энергии.

Изменение эффективности теплофикационной турбины не влияет на

экономичность выработки тепловой энергии, поскольку относимые к отпуску теплоты потери находятся вне турбоагрегата, и отражаются только на показателях экономичности выработки электроэнергии. Поэтому тепловая экономичность теплофикационных турбин характеризуется эффективностью выработки (или отпуска от ТЭЦ) электрической энергии, и соответственно показатели тепловой экономичности также относятся только к выработке (или отпуску) электроэнергии.

В теплофикационных турбинах расход свежего пара можно разделить на два потока: первый поток, который после использования в турбине поступает на тепловое потребление, и второй — поступающий в конденсатор, охлаждаемый циркуляционной водой. Для потока пара, поступающего на тепловое потребление, теплота отработавшего пара полезно используется на производстве тепловой энергии. Поэтому удельный расход теплоты на выработку электроэнергии для этого потока — q_T отличается от теплового эквивалента $3600 \text{ кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ на сравнительно малую величину потерь механических, в генераторе и на излучение. Удельный расход теплоты для потока, поступающего в конденсатор, q_K включает потери теплоты с отработавшим паром в конденсаторе и поэтому значительно больше, чем q_T (для современных турбин $q_K/q_T = 1,7 \div 2,5$).

На теплофикационных режимах работы турбины, когда имеют место оба потока, удельный расход теплоты на выработку электроэнергии определяется зависимостью

$$q_e = \frac{q_T N_T + q_K N_K}{N_T + N_K}, \quad (2.1)$$

где N_T , N_K — мощность, развиваемая потоком пара, поступающим на тепловое потребление*, и мощность потока пара, поступающего в конденсатор.

Как видно из (2.1) удельный расход теплоты и соответственно удельный расход топлива на выработку электроэнергии зависят прежде всего от соотношения обоих потоков, т. е. от отношения между тепловой и электрической нагрузками турбины. Так, например, с увеличением тепловой нагрузки возрастает отношение N_T/N_K и, поскольку $q_T < q_K$, удельный расход теплоты q_e уменьшается. С увеличением доли электрической нагрузки отношение N_T/N_K уменьшается и q_e возрастает.

Для теплофикационных турбин одновременно сохраняется общая для всех паровых турбин зависимость тепловой экономичности от совершенства оборудования. Повышение начальных параметров, улучшение проточной части, усовершенствование тепловой схемы приводят при заданной тепловой нагрузке к увеличению мощности, вырабатываемой на тепловом потреблении, и одновременно к уменьшению удельного расхода теплоты для конденсационного потока, что, как видно из (2.1), обеспечивает уменьшение значения q_e .

Зависимость тепловой экономичности теплофикационных турбин от совершенства турбоагрегата и соотношения тепловой и электрической нагрузок позволяет применять различные показатели тепловой экономичности, отличающиеся преимущественным учетом одного из них.

Широко применяются следующие показатели тепловой экономичности: удельный расход пара d_e , удельный расход теплоты на выработку электроэнергии q_e , удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении $\mathcal{E}$, относительная экономия теплоты ϵ .

Удельный расход пара $d_e = G_{\text{тур}}/N_e$, где $G_{\text{тур}}$ — расход свежего пара, N_e — мощность турбины на выводах генератора, определяемая для характерных режимов работы турбоагрегата. Для заданного режима d_e зависит от совершенства турбоагрегата. Так, например, при увеличении КПД проточной части мощность турбины при том же расходе свежего пара возрастает и соответственно уменьшается d_e .

Численное значение d_e может быть непосредственно и с достаточной точностью определено при испытаниях.

Удельный расход пара является гарантийным показателем тепловой экономичности теплофикационных турбоагрегатов. Как показатель тепловой экономичности удельный расход пара имеет тот недостаток, что не позволяет судить о сравнительной экономичности сопоставляемых турбин, так как численное значение d_e за-

* Сокращенно — «мощность, развиваемая на тепловом потреблении».

висит от тепловой нагрузки и давления в регулируемом отборе.

Для турбины Т-100-130, например, при номинальной электрической мощности и изменении тепловой нагрузки от номинальной до нуля удельный расход пара уменьшается на 15—30 %, а изменение давления в регулируемом отборе с 0,25 МПа до 0,06 МПа (при постоянной тепловой нагрузке) приводит к уменьшению d_p примерно на 15 %. Поэтому непосредственное сопоставление экономичности турбин разных типов по d_p возможно только в редких случаях, когда режимы сравниваемых турбин одинаковы.

Недостатком d_p как показателя тепловой экономичности теплофикационной турбины является также и то, что по его изменению нельзя непосредственно без дополнительных расчетов определить экономию топлива на ТЭЦ.

Удельный расход теплоты $q_e = \frac{Q_{тур} - Q_{от}}{N_p}$, где $Q_{тур}$ — расход теплоты на турбину; $Q_{от}$ — тепловая нагрузка.

При известных значениях КПД котельной установки — $\eta_{к.у}$ и теплового потока — $\eta_{т.п}$ удельный расход теплоты позволяет непосредственно определить удельный расход топлива на выработанный 1 кВт · ч:

$$b, \quad \frac{q_e}{29310\eta_{к.у}\eta_{т.п}}, \quad (2.2)$$

а по изменению q_e можно определить изменение расхода условного топлива

$$\Delta B = \frac{\Delta q_e N_p n}{29310\eta_{к.у}\eta_{т.п}}, \quad (2.3)$$

где n — число часов работы турбоагрегата.

Численное значение q_e определяется с достаточной точностью при испытании турбины.

Для конденсационных турбин удельный расход теплоты является гарантийным показателем тепловой экономичности и однозначно характеризует совершенство оборудования. Для теплофикационных турбин, как указывалось выше, удельный рас-

ход теплоты зависит от соотношения между тепловой и электрической нагрузкой и в меньшей степени от совершенства турбины. Рассмотрим влияние обоих факторов на значение q_e более подробно.

Учитывая общее уравнение энергии (1.1)

$$Q_{тур} = 3600N_p + Q_{от} + \Delta Q_{м.г.п} + \Delta Q_{кон},$$

а также, что по определению $q_e = (Q_{тур} - Q_{от})/N_p$, удельный расход теплоты можно выразить следующей зависимостью:

$$q_e = 3600 + \frac{\Delta Q_{м.г.п}}{N_p} + \frac{\Delta Q_{кон}}{N_k} \frac{N_k}{N_p}. \quad (2.4)$$

Величина $\Delta Q_{м.г.п}/N_p$ на режимах с нагрузкой, близкой к номинальной, составляет 40—100 кДж/(кВт · ч) и возрастает при снижении нагрузки, не превышая, однако, нескольких процентов от q_e , и только при нагрузках, близких к холостому ходу, начинает значительно увеличиваться.

Следовательно, удельный расход теплоты q_e в основном определяется $\frac{\Delta Q_{кон}N_k}{N_k N_p}$. Относительная величина потерь теплоты в конденсаторе для конденсационного потока теплофикационной турбины $\Delta Q_{кон}/N_k$ зависит от совершенства турбоагрегата (параметров свежего пара, вакуума, КПД проточной части и т. п.) и имеет то же численное значение, что и для конденсационных турбин. Величина N_k/N_p определяется соотношением тепловой и электрической нагрузок.

На конденсационном режиме работы тепловая нагрузка равна нулю ($N_k/N_p = 1$) и удельный расход теплоты определяется совершенством турбоагрегата.

На теплофикационных режимах имеется тепловая нагрузка, и, следовательно, $0 \leq N_k \leq N_p$, поэтому изменение $\frac{\Delta Q_{кон}}{N_k} \frac{N_k}{N_p}$ зависит от составляющих $\Delta Q_{кон}/N_k$ и N_k/N_p . Но если возможное изменение $\Delta Q_{кон}/N_k$ в результате, например, улучшения конструкции может составить несколько процентов, то N_k/N_p может изменять-

ся от $N_K N_e = 0$ (режим работы с использованием теплоты пара, поступающего в конденсатор) до $N_K/N_e = 1$ (тепловая нагрузка равна нулю). Поэтому для теплофикационной турбины определяющее влияние на q_e оказывает N_K/N_e , т. е. соотношение тепловой и электрической нагрузок.

Эффективность выполнения теплофикационного турбоагрегата оказывает влияние на значение q_e только на режимах с большими пропусками пара в конденсатор. С уменьшением конденсационной мощности это влияние падает, а на режимах, когда потери теплоты в конденсаторе отсутствуют, в том числе для турбин с противодавлением совершенство конструкции турбоагрегата и параметры свежего пара практически не влияют на q_e , поскольку это влияние согласно формуле (2.4) может выражаться только через изменение $\Delta Q_{м.г.п.}$, которая составляет лишь несколько процентов от q_e . Практически для всех турбин с противодавлением или с использованием теплоты в конденсаторе независимо от параметров свежего пара, КПД проточной части, противодавления удельный расход теплоты на номинальном режиме в зависимости от мощности турбины составляет 3700 — 4000 кДж/(кВт · ч) и увеличивается при уменьшении нагрузки.

В § 2.4 (рис. 2.18, 2.19) приведены данные по удельным расходам теплоты в зависимости от соотношения электрической и тепловой нагрузок для некоторых типов теплофикационных турбин.

Таким образом, удельный расход теплоты как показатель тепловой экономичности имеет преимущество непосредственной связи с удельным расходом топлива, характеризует совершенство оборудования при работе на конденсационном режиме и может быть непосредственно определен при испытании турбоагрегата. Однако для теплофикационных турбин в отличие от конденсационных q_e характеризует прежде всего не качество турбоагрегата, а режим его эксплуатации, т. е.

соотношение между тепловой и электрической нагрузками.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении $\mathcal{E} = N_T/Q_{от}$, где N_T — мощность, развиваемая на тепловом потреблении, включая мощность соответствующих регенеративных отборов; $Q_{от}$ — тепловая нагрузка.

В теплофикационных турбинах с регулируемыми отборами пара и конденсационной установкой, на режимах с использованием теплоты пара, поступающего в конденсатор, а также в турбинах с противодавлением вся мощность является мощностью, развиваемой на тепловом потреблении.

На режимах с охлаждением конденсатора циркуляционной водой, когда имеются оба потока — поступающий к тепловому потребителю и идущий в конденсатор — мощность на тепловом потреблении определяется исходя из условного деления регенеративных отборов, общих для обоих потоков, пропорционально отношению этих потоков.

Численное значение удельной выработки для турбин с одним регулируемым отбором пара, кВт · ч/кДж, определяется по формуле

$$\mathcal{E} = \frac{\sum_1^z G h_i - 3600 \Delta N_{м.г.}}{3600 G_z (i_{от} - i_H)}. \quad (2.5)$$

Для турбин с двумя отопительными отборами пара, кВт · ч/кДж,

$$\mathcal{E} = \frac{\sum_1^z G h_i - 3600 [\Delta N_{м.г.} + G_z (i_{от1} - i_{H1})]}{3600 [G_{в2} (i_{от2} - i_{H2}) + \Delta N_{м.г.}]}, \quad (2.5a)$$

где G — расход пара через отсек, кг/ч; h_i — использованный перепад отсека, кДж/кг; $\Delta N_{м.г.}$ — потери механические и в генераторе, относящиеся к потоку, поступающему к тепловому потребителю, кВт; z — номер отсека, предшествующего отбору (в случае двухступенчатого подогрева предшествующий нижнему от-

бору); $i_{от}$, i_n — энтальпия пара и конденсата отбора, кДж/кг; $G_{Б2}$ — расход пара на верхний сетевой подогреватель, кг/ч; 2, 1 — индексы, относящиеся к верхнему и нижнему отопительным отборам.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении характеризует совершенство турбоагрегата на теплофикационном режиме. При повышении параметров свежего пара, увеличении КПД проточной части, усовершенствовании тепловой схемы значение $\mathcal{E}$ возрастает, причем наибольшее влияние имеет начальное давление. Удельная выработка электроэнергии зависит также и от режима работы турбины. Из режимных факторов наиболее существенным является давление отбираемого пара. На рис. 2.1 приведены данные по влиянию параметров свежего пара, тепловой нагрузки и противодавления на удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

Конденсационный расход пара также влияет на значение $\mathcal{E}$. При той же тепловой нагрузке с увеличением конденсационного расхода возрастает давление пара в регенеративных отборах и соответственно увеличивается температура подогрева питательной воды, чему будет соответствовать большая суммарная величина регенеративных отборов и согласно (2.5) большая мощность, развиваемая на тепловом потреблении, и, следовательно, большая величина $\mathcal{E}$. Некоторое дополнительное увеличение $\mathcal{E}$ имеет место из-за повышения КПД проточной части при увеличении общего расхода пара на турбину.

Параметр «удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении», характеризующий совершенство турбины на теплофикационных режимах, широко применяется в качестве показателя тепловой экономичности теплофикационных турбин. Достоинством этого параметра является также и то, что по изменению $\mathcal{E}$ возможно непосредственное определение изменения расхода топлива на ТЭЦ. Однако применительно к теплофикационным турбинам с регулируе-

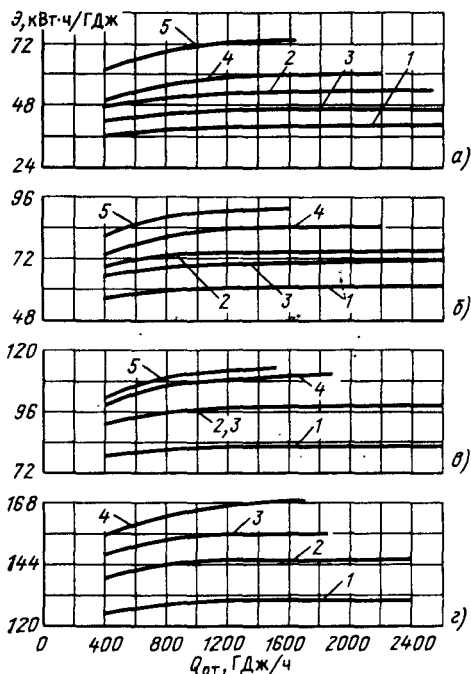


Рис. 2.1. Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении:

а — $p_{пр}=2,2$ МПа; б — $p_{пр}=1,1$ МПа; в — $p_{пр}=0,55$ МПа; г — $p_{пр}=0,09$ МПа; 2 — $p_0=12,8$ МПа, $t_0=535$ °С, двухвечная регулирующая ступень; 3 — $p_0=12,8$ МПа, $t_0=565$ °С, $t_{пп}=565$ °С, одновечная регулирующая ступень; 4 — $p_0=23,5$ МПа, $t_0=560$ °С, $t_{пп}=565$ °С, одновечная регулирующая ступень; 5 — $p_0=23,5$ МПа, $t_0=560$ °С, одновечная регулирующая ступень

мыми отборами пара показатель $\mathcal{E}$ имеет тот недостаток, что характеризует экономичность только теплофикационного потока пара и поэтому не определяет экономичности турбоагрегата в целом. Определенные трудности возникают и при определении $\mathcal{E}$ непосредственно в ходе эксплуатации или по данным испытаний турбоагрегата, которые однако могут быть преодолены согласно рекомендациям [54].

Относительная экономия теплоты при равной выработке тепловой и электрической энергии

$$\epsilon = \frac{Q_{тур1} - Q_{тур2}}{Q_{тур1}}, \text{ где индексы 1}$$

и 2 относятся к сопоставляемым турбинам. Величина ϵ непосредственно выражает конечную цель повышения тепловой экономичности оборудования и отражает степень совершенст-

ва теплофикационного турбоагрегата и особенности режимов его работы. Эта величина широко применяется при сопоставлении турбин и оценке эффективности отдельных решений, направленных на повышение экономичности.

Для конденсационных турбин величина ε может быть определена:

$$\varepsilon = \frac{q_{e1} - q_{e2}}{q_{e1}}. \quad (2.6)$$

Для потока пара, поступающего в конденсатор, относительная экономия теплоты обозначается через ε_k . Численное значение ε_k определяется так же, как и для конденсационных турбин:

$$\varepsilon_k = \frac{q_{k1} - q_{k2}}{q_{k1}}. \quad (2.7)$$

Относительная экономия теплоты для турбин с противодавлением для потока пара, поступающего на тепловое потребление турбин с регулируемым отбором, обозначается ε_T .

Сопоставляемые теплофикационные турбины при равной тепловой нагрузке могут иметь различные электрические мощности. Для обеспечения равенства выработки одновременно и тепловой и электрической энергии привлекается дополнительная конденсационная выработка на так называемой «замещающей» турбине. Расход теплоты на замещающей турбине, равный $Q_{зам} = q_{зам} N_{зам}$, учитывается при сопоставлении. В качестве замещающей может рассматриваться конденсационная турбина или конденсационная мощность теплофикационной турбины.

Для теплофикационных турбин, не имеющих потерь теплоты в конденсаторе (турбины с противодавлением, турбины с регулируемым отбором пара на режимах с использованием теплоты в конденсаторе), можно записать:

$$\varepsilon_T = \frac{Q_{тур1} - Q_{тур2} + Q_{зам}}{Q_{тур1}}, \quad (2.8)$$

где $Q_{тур1} = q_{т1} N_{т1} + Q_{от1}$, $Q_{тур2} = q_{т2} N_{т2} + Q_{от2}$, $Q_{зам} = q_{зам} (N_{т2} - N_{т1})$.

Учитывая, что $N_{т1} = \mathcal{E}_1 Q_{от1}$, $N_{т2} = \mathcal{E}_2 Q_{от2}$, где $\mathcal{E}_1$ и $\mathcal{E}_2$ — удельные выработки электроэнергии на тепловом потреблении сопоставляемых турбин, и что $Q_{от1} = Q_{от2}$, поскольку сопоставление выполняется при равной тепловой нагрузке, при $q_{т1} = q_{т2} = q_T$ получаем

$$\varepsilon_T = \Delta \mathcal{E} \frac{Q_{от}}{Q_{тур1}} \Delta q, \quad (2.9)$$

где $\Delta \mathcal{E} = \mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_1$, $\Delta q = q_{зам} - q_T$, или, заменяя $Q_{от} = N_{т1} / \mathcal{E}_1$,

$$\varepsilon_T = \frac{\Delta \mathcal{E}}{\mathcal{E}_1} \frac{N_{т1}}{Q_{тур1}} \Delta q. \quad (2.9a)$$

Как следует из (2.9), экономичность замещающей конденсационной мощности непосредственно влияет на экономию теплоты, которая может быть достигнута при повышении эффективности теплофикационной турбины.

Это обусловлено тем, что дополнительная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, получаемая при повышении эффективности теплофикационных турбин, вытесняет конденсационную выработку. Экономия теплоты определяется вытесняемой конденсационной выработкой и разностью удельных расходов теплоты на теплофикационной и конденсационной турбинах. Поэтому чем выше экономичность замещающей турбины, тем меньше экономия теплоты, достигнутая при улучшении теплофикационной турбины, и наоборот, экономия возрастает, если вытесняется выработка электроэнергии низкоэкономичной конденсационной турбины.

Из формулы (2.9) следует, что относительная экономия зависит также и от $Q_{от} / Q_{тур}$. Для режимов работы с $\Delta Q_{кон} = 0$, к которым относится показатель ε_T , справедливо $N_e = N_T$, тогда из общего уравнения (1.1) и с учетом того, что $N_T = \mathcal{E} Q_{от}$, следует

$$\frac{Q_{от}}{Q_{тур}} = \frac{1 - \Delta Q_{м.г.и}}{1 + 3600 \mathcal{E}}. \quad (2.10)$$

Так как $\Delta Q_{м.г.и} / Q_{тур}$ мала, то численное значение $Q_{от} / Q_{тур}$ определяется $\mathcal{E}$ и, следовательно, зависит от параметров свежего пара, противо-

давления, КПД проточной части и тепловой схемы турбоагрегата.

На рис. 2.2 приведены средние значения $Q_{от}/Q_{тур}$ для диапазона тепловых нагрузок 400—2500 ГДж/ч при характерных для современных турбин параметрах свежего пара и широкого диапазона противодавления.

$N_t/Q_{тур} \Delta q < 1$, поэтому $\varepsilon_t < \Delta \varepsilon/\varepsilon$, иначе говоря, относительное изменение расхода теплоты при равной выработке тепловой и электрической энергии численно меньше относительного изменения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Таким образом, как следует из зависимостей (2.9) и (2.9а), относительная экономия теплоты ε_t определяется разностью удельных выработок электроэнергии на тепловом потреблении, экономичностью замещаемой конденсационной мощности и исходной тепловой экономичностью турбоагрегата, характеризуемой $Q_{от}/Q_{тур}$.

В общем случае работы теплофикационной турбины с регулируемыми отборами пара и конденсационной установкой, когда одновременно вырабатывается электроэнергия на тепловом потреблении и на паре, поступающем в конденсатор, относительная экономия теплоты определяется как суммарная экономия теплоты обоих потоков: поступающего на тепловое потребление — ε_t и поступающего в конденсатор — ε_k :

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_t Q_t + \varepsilon_k Q_k}{Q_t + Q_k}, \quad (2.11)$$

где $Q_t = q_t N_t + Q_{от}$, $Q_k = q_k N_k$ — расход теплоты по каждому из потоков; ε_k , ε_t — определяются по формулам (2.7) и (2.9).

Для турбин типа ПТ с двумя регулируемыми отборами пара

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_n Q_n + \varepsilon_t Q_t + \varepsilon_k Q_k}{Q_n + Q_t + Q_k}, \quad (2.11a)$$

где ε_n , Q_n и ε_t , Q_t относятся к производственному и отопительному отборам пара.

При определении численного значения ε_t по формуле (2.9) могут иметь место трудности в определении $\Delta \varepsilon$

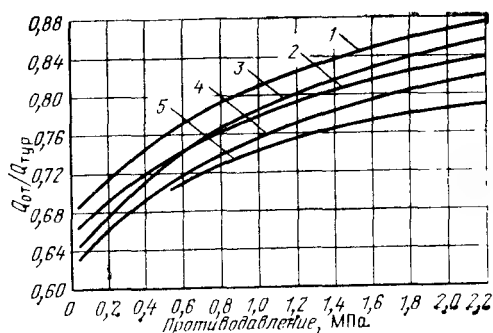


Рис. 2.2. Величина $Q_{от}/Q_{тур}$ в зависимости от параметров свежего пара и противодавления (условные обозначения — см. рис. 2.1)

составляемых вариантов. Рассмотрим преобразование зависимости (2.9), исключающее необходимость определения $\Delta \varepsilon$.

Изменим расход теплоты на турбину с противодавлением для одного из сопоставляемых вариантов с $Q_{тур 2}$ до $Q'_{тур 2} = Q_{тур 1}$, при этом тепловая нагрузка, электрическая мощность и удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении соответственно изменятся и будут равны: $Q'_{от 2}$, $N'_{e 2}$, $\varepsilon'_2 = N'_{e 2}/Q'_{от 2}$.

Рассмотрим частный случай, когда $\varepsilon'_2 = \varepsilon_2$, что справедливо при малых изменениях расхода теплоты на турбину.

Обозначим $\Delta N_e = N'_{e 2} - N_{e 1}$.

Общее уравнение энергии (1.1) для турбины с противодавлением можно записать в следующем виде:

$$Q_{тур} = Q_{от} + 3600 \frac{N_e}{\eta_{м.г}}. \quad (2.12)$$

При $Q_{тур 1} = Q'_{тур 2}$ из (2.12) следует

$$Q'_{от 2} = Q_{от 1} - 3600 \frac{\Delta N_e}{\eta_{м.г}}.$$

Тогда

$$\begin{aligned} \Delta \varepsilon'_2 - \varepsilon_1 &= \frac{N'_{e 2}}{Q'_{от 2}} - \frac{N_{e 1}}{Q_{от 1}} = \\ &= \frac{\Delta N_e \left(Q_{от 1} + 3600 \frac{N_{e 1}}{\eta_{м.г}} \right)}{Q_{от 1} \left(Q_{от 1} - 3600 \frac{\Delta N_e}{\eta_{м.г}} \right)}, \quad (2.13) \end{aligned}$$

но согласно (2.12)

$$Q_{тур 1} = Q_{от 1} + 3600 \frac{N_{e 1}}{\eta_{м.г}}.$$

Из (2.13) следует, то

$$\Delta \mathcal{E} = \frac{\Delta N_e Q_{\text{тур1}}}{Q_{\text{от1}} \left(Q_{\text{тур1}} - 3600 \frac{N_{e1} + \Delta N_e}{\eta_{\text{м.г}}} \right)}. \quad (2.14)$$

Подставляем (2.14) в (2.9) и, имея в виду, что $Q_{\text{от1}} = Q_{\text{от}}, q_{\text{т}} = 3600/\eta_{\text{м.г}}$, и обозначив $q_{e\text{т}} = \frac{Q_{\text{тур1}}}{N_{e1} + \Delta N_e}$, получаем

$$\varepsilon_{\text{т}} = \frac{\Delta N_e}{N_{e1} + \Delta N_e} \frac{q_{\text{зам}} - q_{\text{т}}}{q_{e\text{т}} - q_{\text{т}}}. \quad (2.15)$$

Зависимость (2.15) можно пользоваться в том случае, когда при изменении расхода теплоты в одном из сопоставляемых вариантов от $Q_{\text{тур2}}$ до $Q'_{\text{тур2}} = Q'_{\text{тур1}}$ численное значение $\mathcal{E}$ остается практически постоянным.

Для конденсационного потока (конденсационной турбины) при $Q_{\text{тур1}} = Q_{\text{тур2}}$

$$\frac{q_{e1} - q_{e2}}{q_{e1}} = \frac{\Delta N_e}{N_{e1} + \Delta N_e}$$

и, следовательно,

$$\varepsilon_{\text{к}} = \frac{\Delta N_e}{N_{e1} + \Delta N_e}, \quad (2.16)$$

где ΔN_e зависимостей (2.15), (2.16) — разность мощностей двух сопоставляемых вариантов при равных расходах теплоты на турбину.

Зависимость (2.15) сравнительно с (2.9) или (2.9 а) имеет то преимущество, что позволяет при определении $\varepsilon_{\text{т}}$ исключить определение $\Delta \mathcal{E}$.

2.2. Влияние начальных параметров пара на тепловую экономичность теплофикационных турбин

Для теплофикационных и конденсационных турбин влияние изменения начальных параметров на экономичность различно, что объясняется следующим. Из-за наличия регулируемого отбора или противодавления при равном изменении начальных параметров пара изменение использованного перепада в теплофикационной турбине будет иным, чем в конденсационной турбине.

При изменении параметров пара теплофикационной турбины в определении сравнительной экономичности участвует замещающая конденсационная турбина, экономичность которой не зависит от рассматриваемой

теплофикационной турбины, в то время как при изменении параметров пара конденсационной турбины в определении сравнительной экономичности роль замещающей турбины выполняет сама рассматриваемая конденсационная турбина.

Сравнительная экономичность равного изменения начальных параметров пара и КПД проточной части в теплофикационной и конденсационной турбинах

Оценка сравнительной экономичности теплофикационных и конденсационных турбин при равном изменении начальных параметров и КПД важна при разработке проектов новых турбин, модернизации существующих, реконструкции конденсационных турбин в теплофикационные. В частности, реконструкция позволяет при известном влиянии изменения параметров на экономичность конденсационной турбины судить о соответствующем изменении экономичности теплофикационных турбин [18].

При определении сравнительной экономичности предполагается, что сопоставляемые турбины имеют равные начальные параметры пара, расходы свежего пара и температуру подогрева питательной воды, параметры промежуточного перегрева пара, идентичные конструкции и тепловые схемы и отличаются только теми элементами проточной части и тепловой схемы, которые определяются различием в противодавлении или наличием регулируемого отбора пара.

Теплофикационная турбина с регулируемым отбором пара рассматривается как состоящая из нескольких потоков, теплофикационных и конденсационного, отличающихся противодавлением, равным давлению в теплофикационном отборе, а для конденсационного потока — равным давлением в конденсаторе. Сопоставляется теплофикационный поток, т. е. турбина с противодавлением, и конденсационная турбина.

В качестве показателя экономичности в соответствии с § 2.1 для теплофикационной турбины с противодав-

лением принят ε_T , для конденсационной турбины ε_K .

Сравнительная тепловая экономичность теплофикационной и конденсационной турбины

$$\beta = \varepsilon_T / \varepsilon_K,$$

при этом предполагается произвольный выбор необходимой при определении ε_T [см. (2.9)], замещающей электрической мощностью с удельным расходом теплоты $q_{\text{зам}}$.

Частный случай сопоставления отвечает выбору в качестве замещающей сопоставляемой конденсационной турбины с удельным расходом теплоты $q'_{\text{зам}}$, соответственно $\varepsilon_T = \varepsilon'_1$ и $\beta' = \varepsilon'_1 / \varepsilon_K$.

Сопоставление экономичности в рассматриваемом частном случае выбора замещающей мощности идентично принятой методике определения сравнительной экономичности конденсационных турбин, для которых выравнивание (замещение) электрической мощности выполняется за счет одной из сопоставляемых турбин.

Связь между β и β' определяется зависимостью

$$\beta = \beta' \frac{q_{\text{зам}} - q_T}{q'_{\text{зам}} - q_T}. \quad (2.17)$$

Для современных турбин ТЭЦ на органическом топливе в зависимости от типа замещающей турбины обычно $\beta = (0,8 \div 1,0)\beta'$.

Для турбин с промежуточным перегревом пара теплофикационные отборы расположены после промперегрева в ЦНД*, при этом ЦВД* сопоставляемых теплофикационной и конденсационной турбины одинаковы.

Предполагается, что тепловые схемы турбин выполнены таким образом, что если расход пара в ЦНД и параметры промперегрева (давление и температура) остаются неизменными, то изменение режима ЦВД, например начальных параметров или расхода свежего пара, не влияет на режим работы

ЦНД и его мощность, а также тепловая нагрузка и пропуск пара в конденсатор остаются неизменными.

Рассмотрим равное изменение начального давления в теплофикационной и конденсационной турбинах с промперегревом пара от p_0 до p_{01} . При этом мощность турбины изменится на ΔN_{e1} и расход теплоты на турбину из-за изменения энтальпии свежего пара — на $\Delta Q_{T_{\text{ур}1}}$.

Дополнительно изменим расход теплоты на турбину на $\Delta Q_{T_{\text{ур}2}}$, подобрав $\Delta Q_{T_{\text{ур}2}}$ таким образом, чтобы расход пара в ЦНД остался тем же, что и при исходном начальном давлении p_0 . Изменению расхода теплоты $\Delta Q_{T_{\text{ур}2}}$ соответствует изменение мощности ΔN_{e2} . Тогда общее изменение расхода теплоты на турбину $\Delta Q_{T_{\text{ур}}} = \Delta Q_{T_{\text{ур}1}} + \Delta Q_{T_{\text{ур}2}}$, суммарное изменение мощности $\Delta N_e = \Delta N_{e1} + \Delta N_{e2}$.

Поскольку расход пара в ЦНД и параметры промежуточного перегрева остались неизменными, то изменение мощности ΔN_e имело место только за счет ЦВД, а так как тепловая нагрузка и расход пара в конденсатор также остались неизменными, то удельный расход теплоты на дополнительную мощность равен q_T и, следовательно,

$$\Delta Q_{T_{\text{ур}}} = q_T \Delta N_e. \quad (2.18)$$

Численные значения $\Delta Q_{T_{\text{ур}}}$, ΔN_e , q_T одинаковы для сопоставляемых теплофикационной и конденсационной турбин, поскольку ЦВД обеих турбин согласно условиям сопоставления одинаковы.

Изменение экономичности конденсационной турбины при изменении давления от p_0 до p_{01} в соответствии с зависимостью (2.6) равно

$$\varepsilon_K = \frac{q_{e1} - q_{e2}}{q_{e1}},$$

где

$$q_{e1} = Q_{T_{\text{ур}1}} / N_{e1}, \quad q_{e2} = \frac{Q_{T_{\text{ур}1}} + \Delta Q_{T_{\text{ур}}}}{N_{e1} + \Delta N_e}.$$

С учетом (2.18)

$$\varepsilon_K = \frac{\Delta N_e (Q_{T_{\text{ур}1}} - q_T N_{e1})}{Q_{T_{\text{ур}1}} (N_{e1} + \Delta N_e)}. \quad (2.19)$$

* В настоящем параграфе под ЦНД и ЦВД понимаются части турбины после и до промежуточного перегрева пара.

Для теплофикационной турбины изменение экономичности

$$\varepsilon_T = \frac{Q_{\text{тур1}} - Q_{\text{тур2}}}{Q_{\text{тур1}}}$$

Для обеспечения равенства выработки электроэнергии при определении сравнительной экономичности должен быть учтен расход теплоты на замещающую мощность

$$\Delta Q_{\text{зам}} = q_{\text{зам}} \Delta N_e \quad (2.20)$$

Тогда

$$\varepsilon_T = \frac{Q_{\text{тур1}} - (Q_{\text{тур1}} + \Delta Q_{\text{тур}} - Q_{\text{зам}})}{Q_{\text{тур1}}}$$

и с учетом (2.18) и (2.20)

$$\varepsilon_T = \frac{\Delta N_e (q_{\text{зам}} - q_T)}{Q_{\text{тур1}}}$$

Для частного случая выбора в качестве замещающей сопоставляемой конденсационной турбины

$$q'_{\text{зам}} = q_{\text{с2}} = \frac{Q_{\text{тур1}} + q_T \Delta N_e}{N_{\text{с1}} + \Delta N_e}$$

и

$$\varepsilon'_T = \frac{\Delta N_e (Q_{\text{тур1}} - q_T N_{\text{с1}})}{Q_{\text{тур1}} (N_{\text{с1}} + \Delta N_e)} \quad (2.21)$$

Из сопоставления (2.19) и (2.21) следует, что при равном изменении начального давления

$$\beta'_{\rho_0} = \varepsilon'_T / \varepsilon_K = 1.$$

Аналогично может быть рассмотрено изменение температуры свежего пара и КПД. Как и для изменения начального давления, получим $\beta'_{t_0} = 1$, $\beta'_{\eta} = 1$.

Следовательно, для турбин с промежуточным перегревом пара, у которых теплофикационные отборы выполнены после промежуточного перегрева, когда в качестве замещающей выбирается сопоставляемая конденсационная турбина, равные изменения начальных параметров пара и КПД в теплофикационной и конденсационной турбинах приводят к одинаковым изменениям экономичности.

Для конкретных турбин может быть нарушено принятое предположение о независимости тепловой схемы ЦНД от режима работы ЦВД.

Однако возможное нарушение невелико, и, как показали расчеты реальных турбоустановок, численное значение β' находится в пределах 0,95—1,05.

В общем случае независимого выбора замещающей турбины численное значение β определяется по формуле (2.17).

Для турбин без промежуточного перегрева с учетом зависимостей (2.15) и (2.16) выражение $\beta = \varepsilon_T / \varepsilon_K$ может быть записано в следующем виде:

$$\beta = \frac{\varepsilon_T}{\varepsilon_K} = \frac{\Delta N_T (N_{\text{к1}} + \Delta N_K) (q_{\text{зам}} - q_T)}{\Delta N_K (N_{\text{т1}} + \Delta N_T) (q_{\text{сг}} - q_T)}$$

Рассмотрим частный случай, когда в качестве замещающей можно принять сопоставляемую конденсационную турбину

$$q'_{\text{зам}} = Q_{\text{тур}} / (N_{\text{к1}} + \Delta N_K).$$

Учитывая, что $q_T = 3600 / \eta_{\text{м.г}}$, имеем

$$q'_{\text{зам}} - q_T = \frac{Q_{\text{тур}}}{N_{\text{к1}} + \Delta N_K} - \frac{3600}{\eta_{\text{м.г}}} = \frac{Q_{\text{тур}} \eta_{\text{м.г}} - 3600 (N_{\text{к1}} + \Delta N_K)}{\eta_{\text{м.г}} (N_{\text{к1}} + \Delta N_K)};$$

$$q_{\text{сг}} - q_T = \frac{Q_{\text{тур}}}{N_{\text{т1}} + \Delta N_T} - \frac{3600}{\eta_{\text{м.г}}} = \frac{Q_{\text{тур}} \eta_{\text{м.г}} - 3600 (N_{\text{т1}} + \Delta N_T)}{\eta_{\text{м.г}} (N_{\text{т1}} + \Delta N_T)}.$$

После преобразований

$$\beta' = \frac{\Delta N_T}{\Delta N_K} \frac{Q_{\text{кон}}}{Q_{\text{теп}}} \quad (2.22)$$

где $Q_{\text{теп}} = Q_{\text{тур}} - 3600 (N_{\text{т1}} + \Delta N_T)$ — теплота пара, поступающего к потребителю из противодавления (отбора); $Q_{\text{кон}} = Q_{\text{тур}} - 3600 (N_{\text{к1}} + \Delta N_K)$ — теплота пара, поступающего в конденсатор; ΔN — разность мощностей двух сопоставляемых вариантов при равных расходах теплоты; ΔN_T — для турбины с противодавлением, ΔN_K — для конденсационной турбины.

В соответствии с зависимостью (2.22) определена сравнительная экономичность изменения начальных параметров и КПД теплофикационных турбин. Сопоставляемыми являются

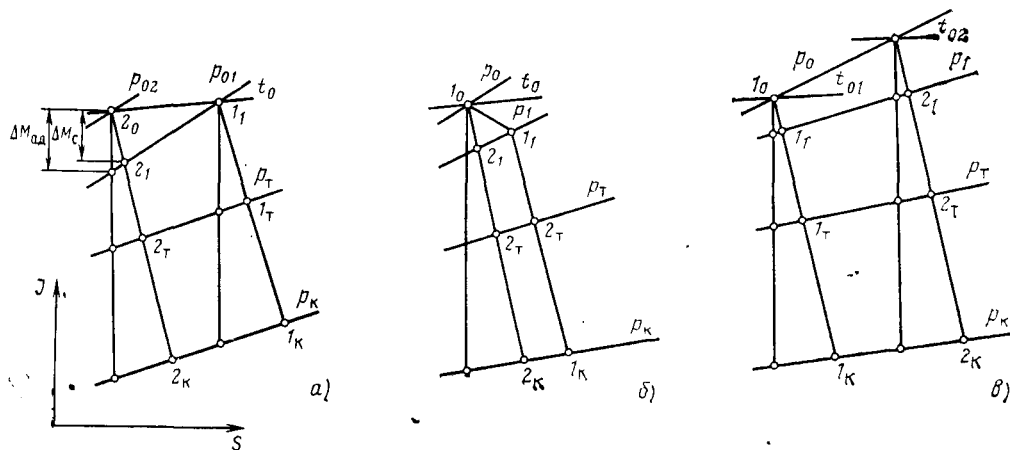


Рис. 2.3. Схема процесса в JS-диаграмме:
а - изменение p_0 ; б - изменение КПД первой ступени; в - изменение t_0

конденсационные турбины с противодавлением p_K . Для теплофикационных турбин рассматривается диапазон противодавления от p_T до p_K 10 МПа.

Влияние температуры свежего пара. При изменении температуры свежего пара, например повышении от t_{01} до t_{02} , процесс в JS-диаграмме смещается из положения $t_{01} - I_1 - I_T - I_K$ в положение $t_{02} - 2_1 - 2_T - 2_K$, при этом располагаемый и использованный перепады во всех ступенях возрастают (рис. 2.3, в). Поэтому дополнительный перепад и соответственно дополнительная мощность будут тем больше, чем ниже противодавление. Следовательно, $\Delta N_T \Delta N_K < 1$ и с ростом $p_T \Delta N_T \Delta N_K$ уменьшается.

При рассматриваемом условии равенства расходов теплоты в сопоставляемых теплофикационной и конденсационной турбинах $Q_{кон} < Q_{теп}$, следовательно, $Q_{кон}/Q_{теп} < 1$. Зависимости $\Delta N_T \Delta N_K = f(p_T)$ и $\Delta Q_{кон} \Delta Q_{теп} = f(p_T)$ приведены на рис. 2.4. Как следует из (2.22), при $\Delta N_T \Delta N_K < 1$ и $Q_{кон}/Q_{теп} < 1$ $\beta'_{t_0} < 1$. Зависимость $\beta'_{t_0} = f(p_T)$ для турбины с начальными параметрами пара 12,8 МПа, 555 °С приведена на рис. 2.5. Как следует из рис. 2.5, изменение начальной температуры влияет на экономичность теплофикационной турбины в меньшей степени, чем на экономичность конденсационной турбины.

При изменении p_T от p_K до 10 МПа для турбины с начальными параметрами пара 12,8 МПа, 555 °С β'_{t_0} уменьшается от 1 до 0,05. В диапазоне давлений, характерных для отопительного отбора ($p_T = 0,03 \div 0,3$ МПа), $\beta'_{t_0} = 0,92 \div 0,72$.

Влияние начального давления. При изменении начального давления, например повышении от p_{01} до p_{02} , турбина получает дополнительный перепад $\Delta H_{ад}$ (рис. 2.3, а), которому соответствуют использованный перепад ΔH_i и дополнительная мощность $\Delta N'$. Одновременно изменяется энтальпия пара при давлении p_{01} , поэтому процесс в JS-диаграмме смещается из положения $I_1 - I_T - I_K$ в положение $2_1 - 2_T - 2_K$, что приводит к уменьшению перепада и мощности ступеней турбины с давлением ниже p_{01} . Дополнительное уменьшение мощности этих ступеней будет иметь место из-за увеличения средней влажности и некоторого возрастания регенеративных отборов из-за уменьшения энтальпии отбираемого пара. Общее изменение мощности ступеней давлением ниже p_{01} обозначим $\Delta N''$.

Суммарное изменение мощности турбины при изменении начального давления составляет $\Delta N' + \Delta N''$. Очевидно, что при повышении противодавления от p_K до p_{01} абсолютное значение $\Delta N'$ умень-

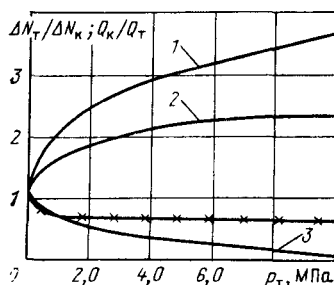


Рис. 2.4. Зависимости $\Delta N_T/\Delta N_K = f(p_T)$, $Q_K/Q_T = f(p_T)$:

1 - при изменении p_0 ; 2 - при изменении КПД первой ступени; 3 - при изменении t_0 $Q_K/Q_T = f(p_T)$

шается, а $\Delta N'$ остается неизменным. Поскольку $\Delta N'$ и $\Delta N''$ имеют разные знаки, то ΔN имеет минимальное значение при $p_T = p_K$, т. е. на конденсационном режиме, а при увеличении противодавления ΔN возрастает, достигая максимального значения при $p_T = p_{01}$. Следовательно, $\Delta N_T / \Delta N_K > 1$ и с увеличением p_T возрастает, в то же время $\Delta Q_{\text{кон}} / \Delta Q_{\text{теп}} < 1$ и с увеличением p_T численное значение $\Delta Q_{\text{кон}} / \Delta Q_{\text{теп}}$ уменьшается. Зависимости $\Delta N_T / \Delta N_K = f(p_T)$ и $\Delta Q_{\text{кон}} / \Delta Q_{\text{теп}} = f(p_T)$ показаны на рис. 2.4. Зависимость $\beta_{p_0} = (p_T)$ для турбины с начальными параметрами пара 12,8 МПа, 555 °С приведена на рис. 2.5. При изменении p_T от p_K до 10 МПа β_{p_0} возрастает от 1 до 2. Следовательно, изменение начального давления влияет на экономичность теплофикационной турбины в большей степени, чем на экономичность конденсационной тур-

бины. В диапазоне противодавления $p_T \approx 0,03 \div 0,3$ МПа $\beta_{p_0} \approx 1,08 \div 1,3$. Изменение начального давления в широком диапазоне ($p_{02} \approx 11,2 \div 14,7$ МПа) мало влияет на численное значение β_{p_0} (рис. 2.5).

Изменение КПД одной или группы ступеней. Характер процесса в JS-диаграмме аналогичен рассмотренному при изменении p_0 , например, при повышении КПД увеличивается использованный перепад и мощность рассматриваемой ступени, но одновременно уменьшается энтальпия пара за ступенью и, следовательно, снижается использованный перепад и мощность последующих ступеней (см. рис. 2.3, б). Поэтому при изменении КПД ступени значение $\Delta N_T / \Delta N_K$ возрастает при увеличении p_T (см. рис. 2.4). Результирующая зависимость $\beta_{\eta} (p_T)$ при изменении КПД первой ступени турбины с начальными параметрами пара 12,8 МПа, 555 °С приведена на рис. 2.5.

При изменении p_T от p_K до 10 МПа β_{η} увеличивается от 1,0 до 1,5. В диапазоне противодавления p_T 0,03 ÷ 0,3 МПа численное значение β_{η} составляет 1,02 — 1,15.

Для теплофикационных турбин типа Т характерно одновременное наличие нескольких потоков пара: конденсационного и одного или более теплофикационных, при этом соотношение потоков изменяется в зависимости от режима работы. В частности, для турбины типа Т потоки и давления в отопительных отборах изменяются в зависимости от температуры наружного воздуха. Поэтому для турбины с регулируемым отбором пара следует рассматривать усредненные значения β' , учитывающие наличие в турбине нескольких потоков и давления за каждым из них.

В табл. 2.1 приведены значения β_{p_0} , β_{η} , β_{i_0} для турбин типа Т без промпререгрева, усредненные за отопительный и годовой период работы турбины и определенные при следующих исходных данных: параметры свежего пара 12,8 МПа, 555 °С, номинальная тепловая нагрузка, температурный график тепловых сетей 150/70 °С, коэффициент теплофикации 0,5 (климатические условия г. Москвы), работа в отопительный период по тепловому графику, в неоперативный — с нагрузкой горячего

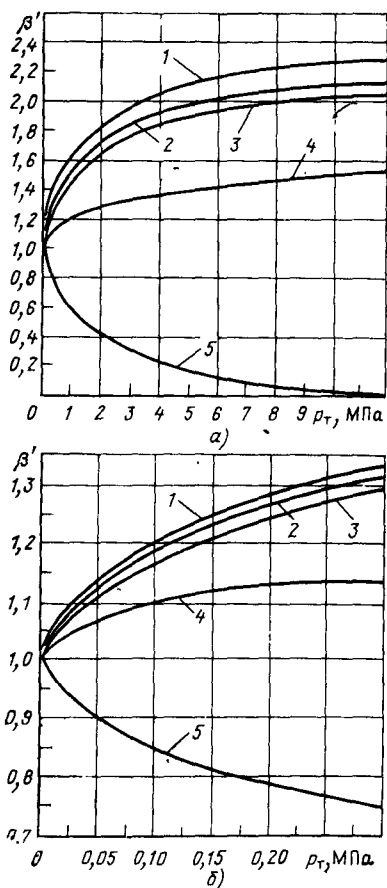


Рис. 2.5. Зависимости $\beta' = f(p_T)$:

а $p_T \leq 10$ МПа; б $p_T \leq 0,3$ МПа; 1, 2, 3 β_{p_0} (1 $p_0 = 14,7$ МПа; 2 $p_0 = 12,2$ МПа; 3 $p_0 = 11,2$ МПа); 4 β_{η}' ; 5 β_{i_0}'

Таблица 2.1. Значения β' для турбин типа Т с начальными параметрами пара 12,8 МПа, 555 °С без промежуточного перегрева пара

β'	Отопительный период	Годовой период
β'_{p_0}	1,107	1,089
β'_η	1,046	1,039
β'_{t_0}	0,886	0,905

водоснабжения. Как следует из табл. 2.1, для турбин типа Т без промежуточного перегрева пара повышение начального давления и КПД проточной части более эффективно, чем для турбины типа К. Однако отличие тепловой экономичности при изменении начальных параметров и КПД проточной части для турбин типов Т и К с начальными параметрами пара 12,8 МПа, 555 °С без промперегрева невелико.

Сравнительная экономичность равного изменения температуры питательной воды в теплофикационном и конденсационном режимах

Изменение температуры питательной воды может иметь место при изменении числа ПВД, за счет увеличения дросселирования отбираемого пара и т. п. Рассмотрим для определенности повышение температуры питательной воды на $\Delta t_{п.в.}$ за счет дополнительного ПВД, предполагая, что в остальной части тепловая схема и расходы пара по ступеням, находящимся за отбором на ПВД, остаются неизменными, в том числе сохраняются тепловая нагрузка турбины и расход пара в конденсатор.

Расход пара на дополнительный подогреватель обеспечивает увеличение мощности турбины на ΔN_e с удельным расходом теплоты q_T . Дополнительный расход теплоты на турбину

$$\Delta Q_{тур} = q_T \Delta N_e.$$

Численные значения ΔN_e , $\Delta Q_{тур}$ определяются $\Delta t_{п.в.}$, начальными параметрами пара, конструкцией турбины, но не зависят от противодавления и, следовательно, одинаковы для сопоставляемых теплофикационной и

конденсационной турбин, поскольку сопоставление выполняется при равных начальных параметрах, идентичности конструкции турбин и тепловых схем.

Для конденсационной турбины изменение экономичности при повышении температуры питательной воды определяется зависимостью (2.6), и с учетом того, что $\Delta Q_{тур} = q_T \Delta N_e$, получаем зависимость (2.19)

$$\varepsilon_K = \frac{\Delta N_e (Q_{тур1} - q_T N_{e1})}{Q_{тур1} (N_{e1} + \Delta N_e)}.$$

Для теплофикационной турбины, учитывая, что при рассматриваемом изменении $t_{п.в.}$ тепловая нагрузка остается неизменной и что $\Delta Q_{зам} = q_{зам} \Delta N_e$, получаем

$$\varepsilon_T = \frac{\Delta N_e (q_{зам} - q_T)}{Q_{тур1}}$$

Для частного случая выбора в качестве замещающей турбины сопоставляемой конденсационной турбины получаем зависимость (2.21)

$$\varepsilon'_T = \frac{\Delta N_e (Q_{тур1} - q_T N_{e1})}{Q_{тур1} (N_{e1} + \Delta N_e)},$$

и

$$\beta'_{п.в.} = \varepsilon'_T / \varepsilon_K = 1.$$

Следовательно, когда в качестве замещающей выбрана сопоставляемая конденсационная турбина, равное изменение температуры питательной воды приводит к одинаковому изменению экономичности теплофикационной и конденсационной турбин.

Равенство $\beta'_{п.в.} = 1$ может быть нарушено при рассмотрении конкретных турбоустановок в том, например, случае, если изменяются сливы в подогреватели, предшествующие дополнительному ПВД. Однако это нарушение невелико, и численное значение $\beta'_{п.в.}$ не выходит из пределов 0,95—1,05.

Возможные другие условия изменения $t_{п.в.}$, отличающиеся от рассмотренного, например, при постоянном расходе свежего пара или электрической мощности, могут быть приведены к

рассмотренному случаю, и равенство $\beta'_{п.в} = 0,95 \div 1,05$ сохраняется, если соблюдаются указанные условия сопоставления и определения замещающей мощности, в том числе неизменность тепловой нагрузки турбины.

Если в качестве замещающей принимается не сопоставляемая конденсационная турбина с удельным расходом теплоты $q'_{зам}$, а произвольная турбина с удельным расходом теплоты $q_{зам}$, то согласно зависимости (2.17) в общем случае

$$\beta_{п.в} = \beta'_{п.в} \frac{q_{зам} - q_T}{q'_{зам} - q_T}.$$

Рассматривая влияние температуры питательной воды, следует особо выделить так называемое «отключение ПВД», т. е. такое изменение температуры питательной воды, которое имеет своей целью при постоянном расходе свежего пара увеличение тепловой нагрузки и одновременно электрической мощности теплофикационной турбины или только электрической мощности в случае конденсационной турбины. Отключение ПВД, подробно рассматриваемое в § 2.5, значительно более эффективно в теплофикационных, чем в конденсационных турбинах, поскольку в этом случае из-за увеличения тепловой нагрузки проявляется экономическая эффективность теплофикации.

Влияние изменений начальных параметров на экономичность теплофикационных турбин

Наряду с рассмотренной сравнительной эффективностью изменения параметров в теплофикационных и конденсационных турбинах известны данные о количественном влиянии начальных параметров и промежуточного перегрева на экономичность теплофикационных турбин, в том числе конкретных типов.

На рис. 2.6 приведены результаты исследования [8] влияния параметров свежего пара и промежуточного перегрева на тепловую экономичность турбин с противодавлением (для турбин

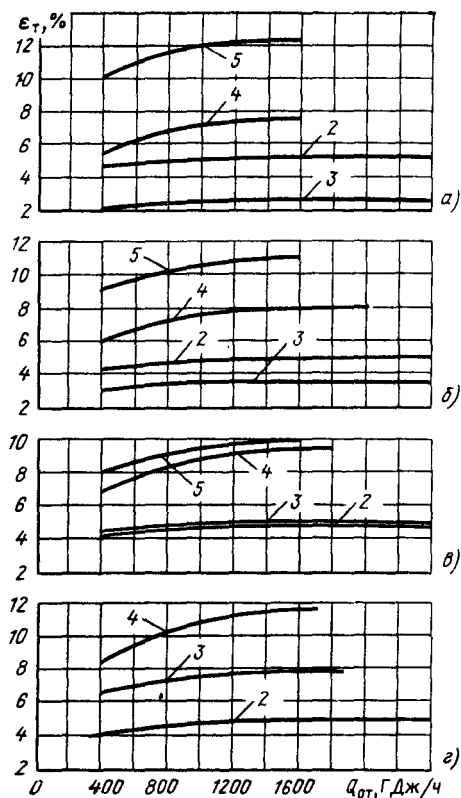


Рис. 2.6. Относительная экономия теплоты при изменении параметров свежего пара по сравнению с параметрами 8,8 МПа, 535 °С (условные обозначения — см. рис. 2.1)

с регулируемым отбором пара данные рис. 2.6 относятся к теплофикационному потоку пара) при разных тепловой нагрузке и противодавлении. Относительная экономия теплоты определена сравнительно с начальными параметрами пара 8,8 МПа, 535 °С при равных противодавлении и тепловой нагрузке.

При проведении сравнительных расчетов тепловые схемы и конструкции турбин принимались на основании реальных решений, при этом в зависимости от параметров свежего пара рассматривались турбины с одно- и двухвечными регулирующими ступенями. Давление промежуточного перегрева принято таким же, как и в конденсационных турбинах с равными параметрами свежего пара. Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении принята по данным рис. 2.1. Влияние расхода и параметров пара на КПД проточной части турбины определялось по данным [9, 57]. В качестве замещающей

принята высокоэкономичная конденсационная турбина [$\Delta q = q_{\text{зам}} - q_{\text{т}} = 4186 \text{ кДж/(кВт} \cdot \text{ч)}$]. Для турбин с отопительным противодавлением ($p_{\text{п}} = 0,09 \text{ МПа}$) предполагался одноступенчатый прогрев сетевой воды.

Как следует из приведенных на рис. 2.6 данных, повышение параметров свежего пара позволяет повысить экономичность потока пара, поступающего на тепловое потребление. С ростом противодавления эффективность одновременного повышения давления и температуры свежего пара несколько возрастает.

На рис. 2.6 видно также влияние тепловой нагрузки на эффективность повышения начальных параметров, что обусловлено известной зависимостью КПД проточной части от расхода пара и начальных параметров.

В турбинах с регулируемыми отборами пара одновременно имеют место теплофикационный и конденсационный потоки пара, при этом за годовой период изменяются давление отбираемого пара и соотношение обоих потоков. Определенное влияние имеют конструктивное выполнение конкретного типоразмера турбины и график теплopotребления.

Влияние начальных параметров на экономичность турбины с регулируемым отбором пара определяется сравнительными расчетами при рассмотрении годового периода работы. Такие исследования [22], проведенные для конкретных типов турбин, показали, что для турбины Т-100-130 повышение начальных параметров с 8,8 МПа, 535 °С до 12,8 МПа, 565 °С позволило повысить экономичность на 3,1—3,2 %, а для турбины Т-250-240 переход от параметров 12,8 МПа, 565 °С к параметрам 23,5 МПа, 565 °С с промперегревом до 565 °С повышал экономичность на 5,5—6,0 %.

Влияние «малых» изменений начальных параметров на экономичность теплофикационных турбин

Наряду с рассмотренным влиянием «больших» изменений начальных параметров практическое значение имеет оценка влияния на экономичность

малых изменений начальных параметров (по давлению до 0,5—1,0 МПа, по температуре до 10—15 °С).

Малые изменения параметров имеют место в эксплуатационных условиях, поскольку номинальные параметры поддерживаются с определенной степенью точности, а также при вынужденном их изменении, например снижение температуры пара, необходимое для повышения надежности котлов и паропроводов.

При рассмотрении малых изменений начальных параметров предполагалось постоянство расхода свежего пара. Изменение экономичности определено с учетом изменения предполагаемого перепада на турбину, степени влажности и регенеративных отборов (из-за изменения энтальпии отбираемого пара). Давления в камерах отборов, а также в камере регулирующей ступени и КПД проточной части и регулирующей ступени предполагались неизменными. Температура питательной воды изменялась за счет отключения ПВД.

В качестве показателя экономичности рассматривалась ϵ при двух вариантах выбора замещающей мощности: конденсационная выработка рассматриваемой теплофикационной турбины $\epsilon_{\text{т}}$ и лучшие конденсационные блоки с $q_{\text{зам}} - q_{\text{т}} = 4186 \text{ кДж/(кВт} \cdot \text{ч)}$ — $\epsilon_{\text{т}}$. Влияние малых изменений параметров рассмотрено для трех групп номинальных параметров: 12,8 МПа, 555 °С, 23,5 МПа, 540 °С с промежуточным перегревом пара до 540 °С; 6,0 МПа, $x_0 = 0,995$ с промежуточным перегревом пара до 260 °С при разделительном давлении 1,0 МПа.

Для турбин с параметрами пара 23,5 МПа, 540/540 °С, экономичность которых на конденсационном режиме достаточно высока, $\epsilon_{\text{т}} = 0,94\epsilon'_{\text{т}}$, для турбин с параметрами 12,8 МПа, 555 °С $\epsilon_{\text{т}} = 0,85\epsilon'_{\text{т}}$, для турбин с параметрами 6,0 МПа $\epsilon_{\text{т}} = 0,58\epsilon'_{\text{т}}$, поскольку экономичность конденсационной выработки в турбинах с начальным давлением 6,0 МПа существенно ниже, чем в конденсационных турбинах с начальными параметрами 23,5 МПа, 540/540 °С.

Таблица 2.2. Изменение экономичности теплофикационных турбин на конденсационном режиме при малых изменениях начальных параметров пара, температуры промпрегрева и питательной воды

Изменяемый параметр	Номинальные параметры свежего пара					
	12,8 МПа, 555°С		23,5 МПа, 540/540°С		6,0 МПа, $x_0=0,995$, $t_{пп}=260^\circ\text{С}$	
	ϵ'_T	ϵ_T	ϵ'_T	ϵ_T	ϵ'_T	ϵ_T
p_0 на 0,5 МПа	0,24	0,205	0,095	0,09	0,77	0,56
t_0 на 10°С	0,50	0,43	0,36	0,34	0,47	0,28
$t_{пп}$ на 10°С	—	—	0,28	0,26	0,26	0,15
$t_{п.в}$ на 10°С	0,33	0,28	0,16	0,15	0,18	0,11

Результаты выполненных расчетов приведены в табл. 2.2 и на рис. 2.7 и 2.8.

Для конденсационного режима рассмотренных теплофикационных турбин изменение экономичности при малых изменениях параметров приведено в табл. 2.2.

Для турбин без промежуточного перегрева пара с номинальными параметрами 12,8 МПа, 555°С влияние противодавления (давления отбирае-

мого пара) на изменение экономичности видно из рис. 2.7. С ростом противодавления влияние изменения начального давления на экономичность возрастает, а изменения температуры

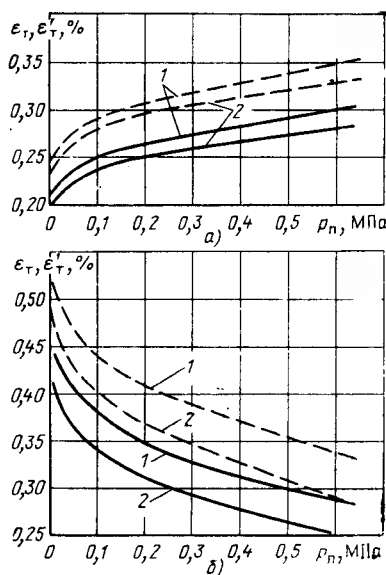


Рис. 2.7. Изменения экономичности теплофикационной турбины с начальными параметрами пара 12,8 МПа, 555°С от противодавления при малых изменениях начальных параметров:

a — изменение начального давления: 1 — $\Delta p_0 = +0,5$ МПа; 2 — $\Delta p_0 = -0,5$ МПа; b — изменение начальной температуры: 1 — $\Delta t_0 = +10^\circ\text{C}$; 2 — $\Delta t_0 = -10^\circ\text{C}$; — — — — ϵ_T ; — — — — ϵ'_T

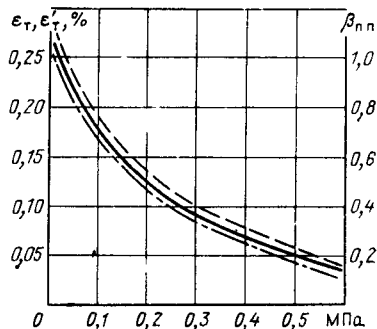


Рис. 2.8. Изменение экономичности промежуточного перегрева пара в турбине Т-250-240 от противодавления:

— — — — ϵ_T ; — — — — ϵ'_T ; — — — — $\beta_{пп}$

свежего пара на экономичность — уменьшается идентично рассмотренному на рис. 2.5.

В области противодавлений, характерных для отопительного отбора (0,05—0,25 МПа), численные значения ϵ_T и ϵ'_T составляют: при изменении давления свежего пара на 0,5 МПа $\epsilon'_T = 0,27 \div 0,3$ %, $\epsilon_T = 0,23 \div 0,26$ %, при изменении температуры свежего пара на 10°С $\epsilon'_T = 0,37 \div 0,45$ %, $\epsilon_T = 0,31 \div 0,38$ %. Влияние изменения температуры питательной воды, как указывалось раньше, не зависит от давления отбираемого пара и указано в табл. 2.2.

Для турбин с промежуточным перегревом пара противодавление практически не влияет на зависимость изменения экономичности от изменения параметров свежего пара. Для рассмотренных турбин с начальными параметрами 23,5 МПа, 540/540 °С и 6,0 МПа с промперегревом численные значения ε_t и ε'_t , приведенные в табл. 2.2, действительны с точностью 5 % в широком диапазоне изменения противодавления.

Влияние противодавления на эффективность промежуточного перегрева пара рассмотрено для турбины Т-250/300-240. Результаты расчета приведены на рис. 2.8. С повышением противодавления эффективность промежуточного перегрева и его влияние на экономичность снижается и при давлении около 0,7 МПа становится равным нулю, при дальнейшем повышении противодавления снижение температуры промперегрева приводит к повышению экономичности.

На рис. 2.8 показана также зависимость $\beta'_{пп} = f(G_{пп})$, характеризующая эффективность промежуточного перегрева пара в теплофикационной турбине сравнительно с конденсационной.

Зависимость $\beta'_{пп} = f(p_{пп})$, определенная для турбины с параметрами 23,5 МПа, 540/540 °С, и идентичная зависимости $\varepsilon'_t = f(p_{пп})$ носит общий характер, присущий теплофикационным турбинам. В зависимости от параметров свежего пара, давления промперегрева и конструкции турбины численные значения $\beta_{пп} = f(p_{пп})$ изменяются, в том числе меняется значение противодавления, при котором эффективность промперегрева равна нулю. Поэтому при количественном анализе эффективности промперегрева должна рассматриваться для каждой конкретной теплофикационной турбины.

Результаты исследований влияния изменения начальных параметров, приведенные в табл. 2.2 и на рис. 2.7 и 2.8, справедливы при принятом предположении о постоянстве КПД

проточной части, в том числе регулирующей ступени.

Для турбин, находящихся в эксплуатации, при неизменном расходе свежего пара изменение начальных параметров приводит к изменению положения регулирующих клапанов ЧВД. В этом случае возможное изменение экономичности сопоставимо с самим влиянием изменения начальных параметров. Поскольку изменение положения регулирующих клапанов при изменении параметров и постоянном расходе свежего пара индивидуально для каждого режима и конкретной турбины, принято рассматривать влияние малых изменений начальных параметров в условиях постоянства положения регулирующих клапанов ЧВД. Поправки на изменение экономичности при малых изменениях начальных параметров определяются при построении диаграмм режимов и входят в состав последних.

2.3. Диаграммы режимов

Диаграмма режимов в графической форме выражает зависимость между расходом свежего пара, электрической мощностью, тепловой нагрузкой турбоагрегата и другими параметрами, определяющими режим работы турбоустановки и его тепловую экономичность. При построении диаграммы учитывается работа турбоагрегата в целом, включая конденсационную установку и систему подогрева питательной воды. Наличие диаграммы позволяет выделить область возможных режимов работы турбоустановки и определить тепловую экономичность каждого из них. Наглядность представления, удобство пользования и достаточная для большого круга практических задач точность определили широкое использование диаграммы режимов при проектировании и эксплуатации ТЭЦ.

Построение диаграммы режимов выполняется на основании расчетов тепловых балансов переменных режимов турбоагрегата. Возможно построение диаграммы режимов также и по результатам тепловых испытаний

турбоагрегата. В этом случае учитываются особенности условий эксплуатации и фактический уровень экономичности испытанной турбины, поэтому такая диаграмма может отличаться от заводской, относящейся к расчетным условиям эксплуатации и расчетной экономичности турбоагрегата.

Количество параметров, определяющих тепловую экономичность турбоагрегата, сравнительно велико. Кроме расхода пара, электрической мощности и тепловой нагрузки, ими являются давления в регулируемых отборах p_{Π} , p_T , температура t_0 и давление p_0 свежего пара, количество $W_{\text{ох.в}}$ и температура $t_{\text{ох.в}}$ циркуляционной воды и т. д.

Соответственно диаграммы режимов в общем случае должны выражать зависимость

$$F(G_{\text{тур}}, N_e, Q_{0T}, p_{\Pi}, p_T, p_0, t_0, W_{\text{ох.в}}, t_{\text{ох.в}}) = 0. \quad (2.23)$$

Уравнение (2.23) может быть изображено на плоскости без искажений при числе членов $n \leq 3$. Если $n > 3$, изображение диаграммы режимов на плоскости может быть получено только при замене действительной взаимосвязи переменных на приближенные зависимости, что вносит погрешность в диаграмму режимов, тем большую, чем больше число переменных уравнения (2.23). Поэтому целесообразно ограничить число независимых параметров, участвующих в диаграмме режимов. При ограничении числа переменных уравнения (2.23) учитывается, что влияние отдельных параметров на тепловую экономичность и мощность турбоустановки не одинаково.

Так, например, для турбины Т-100-130 при изменении отопительной нагрузки от нуля до максимальной и постоянных остальных параметрах, в том числе неизменном расходе свежего пара, мощность турбины уменьшается, а удельный расход пара возрастает в зависимости от давления в отборе на 15—30 %.

В то же время при изменении начального давления в пределах, пред-

усмотренных ГОСТ, т. е. с 12,3 до 13,3 МПа, удельный расход пара уменьшается, а мощность возрастает менее чем на 1 %.

Учитывая неравноценность отдельных параметров и необходимость обеспечения конечной высокой точности, диаграмму режимов выполняют в виде нескольких самостоятельных графиков. Основной график, обычно называемый диаграммой режимов, выражает связь между ограниченным числом параметров, имеющих наибольшее влияние на экономичность турбоагрегата. Дополнительные графики, называемые поправочными кривыми к диаграмме режимов, определяют влияние изменения каждого из остальных параметров на мощность турбины. В состав диаграммы режимов входят также некоторые вспомогательные кривые, в том числе зависимости температуры питательной воды от расхода свежего пара, возможное минимальное давление в регулируемом отборе в зависимости от расхода пара и величины отбора и т. п.

Основная диаграмма может быть выполнена с высокой точностью, поскольку число переменных величин ограничено. Поправочные кривые выполняются обычно с большей погрешностью, в частности, влияние каждого из параметров рассматривается изолированно, без учета взаимодействия остальных параметров, что существенно упрощает как расчет поправки, так и ее графическое изображение. Погрешность «поправочной кривой» незначительно увеличивает общую погрешность диаграммы режимов, так как абсолютные величины самих поправок составляют, как правило, несколько процентов от общей мощности турбины.

При построении диаграммы режимов учитываются особенности каждого типа теплофикационных турбин.

Диаграмма режимов турбины типа Р с противодавлением

Основными параметрами являются: расход свежего пара, электрическая мощность, противодавление $p_{\text{пр}}$.

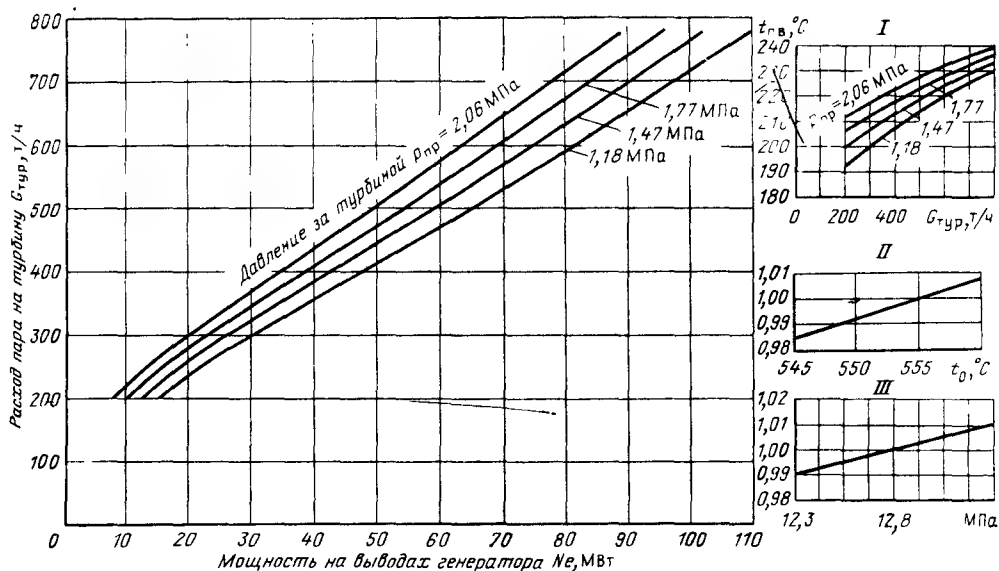


Рис. 2.9. Диаграмма режимов турбины P-102/107-130/15:

I — температура подогрева питательной воды. Поправка к диаграмме режимов: II — на температуру свежего пара; III — на давление свежего пара

Соответственно диаграмма режимов выражает зависимость

$$F(G_{\text{тур}}, N_e, p_{\text{пр}}) = 0, \quad (2.24)$$

которая может быть представлена на графике в полном соответствии с имеющимися расчетными или опытными данными. Из трех параметров зависимости (2.24) наименьшее влияние имеет $p_{\text{пр}}$, поэтому диаграмма режимов выполняется в виде сетки кривых $N_e = f(G_{\text{тур}})$. При малом диапазоне изменения противодавления параметр $p_{\text{пр}}$ может быть вынесен в поправочные кривые.

На рис. 2.9 приведена диаграмма режимов турбины P-102/107-130/15-2.

Диаграмма режимов турбины типа Т или П с одним регулируемым отбором пара

По сравнению с турбинами с противодавлением в турбинах типа Т или П добавляется еще один основной параметр — величина отбора $G_{\text{от}}$, а вместо противодавления участвует давление в регулируемом отборе p_t или $p_{\text{п}}$. Соответственно диаграмма режимов турбин типа Т или П должна выражать зависимость

$$F(G_{\text{тур}}, N_e, p_t(p_{\text{п}}), Q_{\text{от}}) = 0. \quad (2.25)$$

Для турбин с одним регулируемым отбором поправочные кривые на изменение давления в отборе могут быть выполнены с относительно малой погрешностью, что позволяет вынести этот параметр из основной диаграммы режимов. После выделения параметра p_t (или $p_{\text{п}}$) в поправочные кривые диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором отвечает зависимости

$$F(G_{\text{тур}}, N_e, Q_{\text{от}}) = 0 \quad (2.26)$$

(при давлении в регулируемом отборе, равном номинальному) и может быть построена на плоскости в полном соответствии с имеющимися исходными данными в виде сетки кривых $N_e = f(G_{\text{тур}})$.

Использование ЭВМ позволяет выполнить расчеты тепловых балансов в объеме, достаточном для непосредственного построения семейства кривых уравнения (2.26).

Диаграмма режимов, кроме обязательного семейства кривых, определяющих зависимость мощности турбины от расхода пара при различных значениях $Q_{\text{от}} = \text{const}$, имеет также семейство аналогичных кривых при постоянном расходе пара в ЧНД, что

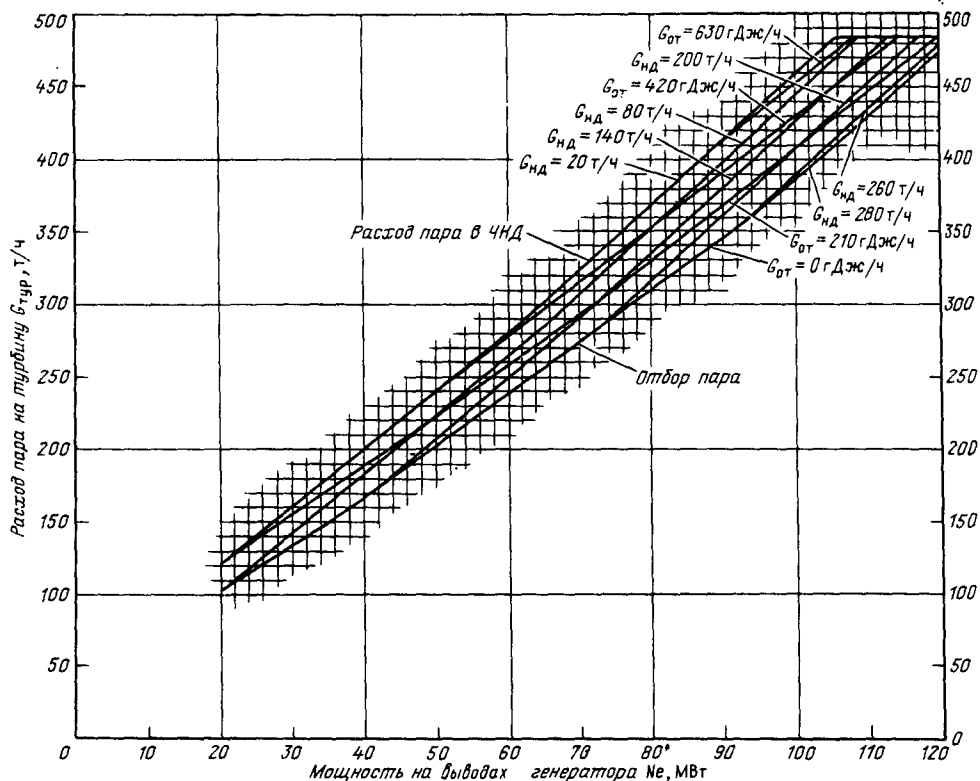


Рис. 2.10. Диаграмма режимов турбины Т-110/120-130-3 при работе с одним регулируемым отбором пара

позволяет более полно судить об условиях работы турбины во всем диапазоне возможных режимов.

На рис. 2.10 приведена диаграмма режимов турбины Т-110/120-130-3 при работе с одним отопительным отбором пара.

Диаграмма режимов турбины типа ПР с регулируемым противодавлением и отбором пара

Диаграмма выполняется аналогично диаграмме режимов турбины с регулируемым отбором пара и выражает зависимость

$$F(G_{\text{тур}}, N_e, G_{\text{п}}) = 0 \quad (2.27)$$

при номинальных значениях давлений в регулируемом отборе и противодавлении. Основная диаграмма содержит семейство кривых при постоянных величинах производственного отбора и семейство кривых $N_e =$

$= f(G_{\text{тур}})$ при постоянных значениях расхода пара в противодавление.

Диаграмма режимов турбины типа ПТ с двумя регулируемыми отборами пара

Диаграмма выражает зависимость

$$F(G_{\text{тур}}, N_e, G_{\text{п}}, G_{\text{от}}) = 0, \quad (2.28)$$

где $G_{\text{п}}, G_{\text{от}}$ — отборы пара, производственный и отопительный.

Давления в регулируемых отборах при построении диаграммы режимов принимаются равными номинальным, влияние изменения давления в отборе учитывается поправочными кривыми.

Зависимость (2.28) имеет четыре переменных, поэтому при построении диаграммы режимов турбины с двумя регулируемыми отборами пара действительные зависимости частично заменяются приближенными. Из известных методов построения диаграммы режимов рассматриваемого класса

турбин наиболее распространен метод, предложенный в [31]. Согласно этому методу вводятся в рассмотрение условные режимы работы турбины, отличающиеся от действительных тем, что отопительный отбор принимается равным нулю, при этом, однако, в камере отопительного отбора поддерживается регулируемое давление, равное номинальному. При нулевом отопительном отборе мощность турбины возрастает сравнительно с действительным режимом работы на

$$\Delta N_T \approx u G_{от}, \quad (2.29)$$

где u — коэффициент пропорциональности.

Соответственно мощность при действительном режиме работы с двумя регулируемыми отборами

$$N_{\text{в}} = N_{\text{в}}^{\text{усл}} - \Delta N_T, \quad (2.30)$$

где $N_{\text{в}}^{\text{усл}} = f(G_{\text{тур}}, G_{\text{п}})$ — мощность турбины при нулевом отопительном отборе, и тогда

$$N_{\text{в}} = f(G_{\text{тур}}, G_{\text{п}}) - u G_{от}. \quad (2.31)$$

Диаграмма режимов, отвечающая зависимости (2.31), может быть отображена на плоскости. Диаграмма выполняется в двух квадрантах: в верхнем квадранте строится зависимость $N_{\text{в}}^{\text{усл}} = f(G_{\text{тур}}, G_{\text{п}})$, которая выражает диаграмму режимов турбины при работе с нулевым отопительным отбором пара, в нижнем квадранте строится зависимость $\Delta N_T = u G_{от}$.

Исходными данными для построения диаграммы режимов являются расчетные или опытные характеристики ЧВД, ЧСД и ЧНД: мощность отсека и расход пара на выходе из отсека в зависимости от расхода пара через соответствующий отсек. Характеристики ЧСД строятся с учетом фактической энтальпии пара в камере производственного отбора, определяемой расходом свежего пара и производственным отбором. Характеристики ЧНД рассматриваются при постоянной энтальпии пара в камере отопительного отбора, что упрощает расчет и построение как самой характеристики отсека, так и диаграммы режимов, но приводит к не-

которой погрешности диаграммы режимов.

При построении характеристик рассматривается весь диапазон возможных расходов пара через каждый отсек, в том числе и такие расходы, которые возможны только при естественном повышении давления в камере отбора.

Расчет верхнего квадранта диаграммы режимов турбины типа ПТ аналогичен построению диаграммы режимов одноотборной турбины и сводится к определению зависимостей $N_{\text{в}}^{\text{усл}} = f(G_{\text{тур}}, G_{\text{п}})$, $N_{\text{с}}^{\text{усл}} = f(G_{\text{тур}}, G_{\text{с}}^{\text{ввых}})$ при $G_{от} = 0$.

При расчете верхнего квадранта диаграммы на режимах с естественным повышением давления в камере производственного отбора вносится поправка к мощности ЧВД, что позволяет в диаграмме режимов выделить область режимов с давлением в камере производственного отбора выше номинального. Режимы с естественным повышением давления в камере отопительного отбора в диаграмме режимов не могут быть выделены, так как в верхнем квадранте диаграммы рассматриваются не действительные, а условные режимы с $G_{от} = 0$. Соответственно поправка к мощности ЧСД на таких режимах при расчете диаграммы не делается, а выносятся в поправочные кривые к диаграмме режимов.

Наличие отопительного отбора в действительных режимах приводит к уменьшению расхода пара в ЧНД на $\Delta G_{\text{НД}} = G_{от}$ и соответственно к уменьшению мощности ЧНД сравнительно с принятой при построении верхнего квадранта диаграммы режимов на

$$\Delta N_T = N_{\text{НД1}} - N_{\text{НД2}}, \quad (2.32)$$

где $N_{\text{НД1}}$ — мощность ЧНД при условном режиме $G_{от} = 0$; $N_{\text{НД2}}$ — мощность ЧНД при действительном режиме с отбором $G_{от} > 0$.

Рассматриваемая методика построения диаграммы режимов турбины с двумя регулируемыми отборами пара предусматривает замену действительной зависимости $N_{\text{НД}}$

— $f(G_{\text{НД}})$ линейной, отвечающей уравнению

$$N_{\text{НД}} = u_0 + uG_{\text{НД}}. \quad (2.33)$$

Линеаризация зависимости $N_{\text{НД}} = f(G_{\text{НД}})$, как правило, не приводит к большой погрешности диаграммы, так как ЧНД обычно имеет парораспределение дроссельного типа, и, кроме того, для ЧНД характерна большая область с естественным повышением давления, когда характеристика ЧНД линейна.

Из зависимостей (2.32) и (2.33) следует, что

$$\Delta N_{\text{Т}} = u \Delta G_{\text{НД}} + u G_{\text{от}}.$$

В нижнем квадранте диаграммы режимов строится сетка прямых линий $\Delta N_{\text{Т}} = u G_{\text{от}}$, где коэффициент u определяется из уравнения (2.33).

Рассмотренный метод построения диаграммы режимов позволяет представить на плоскости весь диапазон возможных режимов турбины с погрешностью до 1—1,5 % по расходу свежего пара. Источниками погрешностей диаграммы являются: принятая при построении верхнего квадранта независимость начальной энтальпии пара перед ЧНД от отбора и линеаризация зависимости $N_{\text{НД}} = f \times (G_{\text{НД}})$ при построении нижнего квадранта диаграммы. В нижнем квадранте нанесена сетка ограничивающих линий — максимально возможный производственный отбор пара $G_{\text{п}}^{\text{макс}}$.

Численные значения $G_{\text{п}}^{\text{макс}}$ определяются с помощью диаграммы режимов последовательным приближением из условия, чтобы на режиме с максимальным производственным отбором расход пара на выходе из ЧСД превышал $G_{\text{от}}$ на величину требуемого для охлаждения ступеней ЧНД минимального расхода пара в ЧНД.

На рис. 2.13 приведена диаграмма режимов турбины ПТ-135/165-130-15, построенная по указанной схеме.

Диаграмма режимов турбины типа Т с двумя отопительными отборами пара

Турбины рассматриваемого типа (Т-100-130, Т-175/210-130, Т-250/300-240 и др.) могут работать в режимах, рассмотренных в § 1.1. Многообразие возможных режимов делает целесообразным выполнение двух независимых диаграмм режимов: одну — для режимов работы с одним нижним регулируемым отбором пара; вторую — для режимов работы с двумя отопительными отборами пара для ступенчатого подогрева сетевой воды.

Теплофикационные турбины с двумя отопительными отборами пара на режиме с включенным одним нижним отбором работают аналогично турбинам с одним регулируемым отбором пара, поэтому диаграмма режимов для таких условий работы отвечает зависимости (2.25) и выполняется таким же образом, как и для турбин с одним регулируемым отбором (рис. 2.10).

Диаграмма для режимов работы турбины с двумя отопительными отборами пара должна учитывать особенности этих режимов и прежде всего то, что регулируемое давление поддерживается только в одном верхнем отборе и оба отбора взаимно связаны через сетевые подогреватели. Поэтому установка для подогрева сетевой воды (т. е. сетевые подогреватели, соединительные трубопроводы и т. п.), непосредственно влияющая на тепловую экономичность, при построении диаграммы режимов рассматривается как часть турбоагрегата аналогично регенеративной и конденсационной установкам.

Тепловая нагрузка турбины определяется нагревом воды в сетевых подогревателях

$$Q_{\text{от}} = Wc(\tau_1 - \tau_{06}),$$

где W , c — расход и теплоемкость сетевой воды; τ_1 , τ_{06} — температуры сетевой воды после и до турбоустановки.

Изменение каждого параметра $Q_{\text{от}}$, W , τ_1 , τ_{06} приводит к изменению дав-

ления в обоих отопительных отборах и к перераспределению нагрузки между отборами, что в конечном итоге определяет тепловую экономичность турбины. В диаграмму режимов целесообразно включать такие величины, которые при эксплуатации турбины имеют наибольший диапазон изменения. За отопительный период более устойчивым является расход сетевой воды W , поэтому в качестве независимых величин рассматриваются остальные параметры, а именно: $Q_{от}$, τ_1 , $\tau_{об}$. Тогда диаграмма режимов теплофикационной турбины с двумя отопительными отборами пара должна выражать зависимость

$$F(G_{тур}, N_e, Q_{от}, \tau_1, \tau_{об}) = 0. \quad (2.34)$$

Для отображения на плоскости число параметров зависимости (2.34) должно быть уменьшено. По сравнению с рассмотренной диаграммой режимов турбины с одним регулируемым отопительным отбором пара новыми параметрами являются температуры сетевой воды — τ_1 , $\tau_{об}$.

Турбины ПО ТМЗ с двумя отопительными отборами пара имеют расширенный диапазон регулируемого давления в верхнем отборе 0,06—0,25 МПа, что позволяет обеспечить поддержание температуры подогрева прямой сетевой воды в пределах от 70 до 125 °С. При изменении температуры в этих пределах (и соответственно давления в отборе) мощность турбины при неизменных остальных параметрах изменяется на 15 %. Изменение режима при этом касается трех отсеков турбины, примыкающих к отопительным отборам, что затрудняет построение поправки на изменение температуры.

Учитывая влияние τ_1 на мощность турбины, целесообразно этот параметр (или эквивалентный ему параметр p_τ) включить непосредственно в диаграмму режимов.

Изменение температуры обратной сетевой воды приводит к сравнительно небольшому изменению мощности — в пределах $\pm(1-1,5) \%$ на каждые 10 °С изменения $\tau_{об}$, что позволяет вынести параметр $\tau_{об}$ в поправочные

кривые, несмотря на значительную сложность и относительно большую погрешность такой поправки. Рассматривая $\tau_{об}$ как постоянный параметр, зависимость (2.34) можно записать

$$F(G_{тур}, N_e, Q_{от}, \tau_1) = 0. \quad (2.35)$$

Однако и в форме (2.35) диаграмма режимов содержит четыре параметра и может быть представлена на графике только после дополнительных упрощений [13].

Схема построения диаграммы режимов, принятая для турбин с двумя регулируемыми отборами пара типа ПТ, для рассматриваемых турбин типа Т с двумя отопительными отборами не может быть применена, так как эта схема предполагает независимость обоих отборов, в то время как в рассматриваемых турбинах оба отбора взаимосвязаны.

Схема диаграммы режимов турбин типа Т с двумя отопительными отборами пара исходит из характерной для этих турбин возможности работы в двух группах режимов: по электрическому графику с независимым заданием тепловой и электрической нагрузок и по тепловому графику с однозначной связью между тепловой и электрической нагрузками.

Расход пара на турбину при работе по тепловому графику (называется теплофикационным расходом и обозначается $G_{тур}^T$) определяется тепловой нагрузкой, пропуском пара через закрытую регулируемую диафрагму ЧНД и отборами на регенеративный подогрев. На режимах работы по электрическому графику регулирующие диафрагмы ЧНД могут иметь произвольную степень открытия, что позволяет при той же тепловой нагрузке пропустить через турбину дополнительный расход свежего пара, поступающий через диафрагмы ЧНД в конденсатор.

Исходным режимом при построении диаграммы режимов является режим работы по тепловому графику. Общее уравнение (2.35) в этом слу-

чае может быть выражено двумя зависимостями

$$F(G_{\text{тур}}, N_e^{\text{т}}, \tau_1) = 0, \quad (2.36)$$

$$F(Q_{\text{от}}, N_e^{\text{т}}, \tau_1) = 0. \quad (2.37)$$

Зависимости (2.36) и (2.37) имеют три переменных и могут быть представлены в графической форме на плоскости. Диаграмма режимов при работе турбины по тепловому графику строится в двух квадрантах: верхнем, выражающем зависимость (2.36), и нижнем — зависимость (2.37). На рис. 2.11 представлена диаграмма режимов турбины Т-185/220-130-2.

Зависимости (2.36) и (2.37) строятся в полном соответствии с имеющимися расчетными или опытными данными, которые должны учитывать особенности работы рассматриваемой турбины при работе по тепловому графику, в том числе фактические минимальные пропуски пара в конденсатор, использование теплоты пара, поступающего в конденсатор, и т. п. Поскольку оба квадранта диаграммы отражают зависимости (2.36) и (2.37) без искажений, то диаграмма режимов работы по тепловому графику может рассматриваться как «точная», т. е. полностью отвечающая имеющимся расчетным или опытным данным.

Электрический график характерен наличием конденсационного расхода пара. Если при неизменном расходе свежего пара уменьшить тепловую нагрузку на $\Delta Q_{\text{от}}$, то это приведет к увеличению мощности турбины на $\Delta N_e^{\text{к}}$ за счет выработки конденсационной мощности в ступенях, расположенных между отопительными отборами, и в ступенях ЧНД.

Мощность турбины при работе по электрическому графику с расходом свежего пара, равным расходу на режиме теплового графика,

$$N_e = N_e^{\text{т}} + \Delta N_e^{\text{к}}, \quad (2.38)$$

где $\Delta N_e^{\text{к}} = f(\Delta Q_{\text{от}}, G_{\text{тур}}, \tau_1)$.

Как показали проведенные расчеты, влияние $G_{\text{тур}}, \tau_1$ на численное

значение $\Delta N_e^{\text{к}}$ невелико, что позволяет записать

$$\Delta N_e^{\text{к}} = k \Delta Q_{\text{от}}, \quad (2.39)$$

где k — усредненная величина для режимов работы по электрическому графику.

Зависимость (2.39) наносится в нижнем квадранте. Графическое суммирование, отвечающее зависимости (2.38), выполняется непосредственно при использовании диаграммы режимов.

Средняя квадратичная погрешность определения мощности турбины на режимах электрического графика по зависимостям (2.38), (2.39) менее 1,5%.

Пользование диаграммой режимов, представленной на рис. 2.11, рассмотрим на примерах.

Пример. Задано: турбина работает по тепловому графику, параметры пара номинальные, $Q_{\text{от}} = 840$ ГДж/ч, $\tau_{\text{пе}} = 90^\circ \text{C}$. Определить расход свежего пара и мощность турбины.

По заданной $Q_{\text{от}}$ в нижнем квадранте проводим горизонталь от точки A до пересечения с линией $\tau_{\text{пе}} = 90^\circ \text{C}$ в точке B , из точки B проводим вертикаль до пересечения с линией $\tau_{\text{пе}} = 90^\circ \text{C}$ в верхнем квадранте в точке Γ . Из точки Γ до шкалы расходов свежего пара — точка D , которая определяет расход свежего пара, равный 535 т/ч. Точка B пересечения вертикали $B-\Gamma$ со шкалой мощности определяет мощность, равную 126,5 МВт.

Пример. Задано: турбина работает по электрическому графику, тепловая нагрузка 840 ГДж/ч, электрическая мощность 164 МВт, $\tau_{\text{пе}} = 90^\circ \text{C}$. Определить расход свежего пара.

От точки A ($Q_{\text{от}} = 840$ ГДж/ч) проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, проведенной из точки B_1 ($N_e = 164$ МВт), в точке B_1 . Из точки B_1 проводим линию, параллельную тонким линиям, представляющим семейство уравнений (2.39), до пересечения с линией $\tau_{\text{пе}} = 100^\circ \text{C}$ в точке Γ_1 . Из точки Γ_1 проводим вертикаль до пересечения в верхнем квадранте с линией $\tau_{\text{пе}} = 100^\circ \text{C}$ в точке D_1 . Горизонталь из точки D_1 до шкалы расходов свежего пара (точка E_1) определяет расход пара, равный 680 т/ч.

Точка Γ_1 характеризует тепловую нагрузку (1070 ГДж/ч), которую имела бы турбина при том же расходе свежего пара 680 т/ч, но при работе по тепловому графику. Проекция отрезка $\Gamma_1 B_1$, равная $k \Delta Q_{\text{от}}$, на ось мощности определяет приращение мощности из-за того, что турбина несет частичную тепловую нагрузку.

При построении диаграммы режимов предполагается определенная зависимость между τ_1 и $\tau_{об}$, соответствующая средним условиям работы тепловых сетей, что уменьшает возможный диапазон изменения $\tau_{об}$ в поправочных кривых и, следовательно, уменьшает погрешность диаграммы, обусловленную поправкой на $\tau_{об}$. Распределение общей тепловой нагрузки по отборам и определение давления в отборах в диаграмме режимов не содержатся, но могут быть определены с помощью дополнительных кривых к диаграмме режимов.

Конденсационный режим наносится в верхнем квадранте диаграммы.

Рассмотренная схема диаграммы режимов для турбин типа Т с двумя отопительными отборами пара является типовой для выпускаемых в настоящее время турбин ПО ТМЗ. На рис. 2.12 приведена диаграмма режимов турбины Т-250/300-240-3.

Для ранее выпускавшихся турбин типа Т с двумя отопительными отборами применялась схема построения диаграммы режимов, несколько отличающаяся от рассмотренной. Эта схема предполагает разделение расхода свежего пара на два потока: теплофикационный расход и конденсационный расход

$$G_{тур} = G_{тур}^T + G_{тур}^K, \quad (2.40)$$

$$N_e = N_e^T + N_e^K, \quad (2.41)$$

где N_e^T и N_e^K — мощности соответственно каждого из потоков.

С учетом (2.40) и (2.41) зависимость диаграммы режимов имеет следующий вид:

$$G_{тур} = f_2(N_e^T, \tau_1) + f_3(N_e^K). \quad (2.42)$$

Диаграмма режимов в форме (2.38) может быть непосредственно представлена на плоскости. Типовым является построение диаграммы в трех квадрантах. В первом (левом верхнем) квадранте отображается зависимость $G_{тур}^T = f_1(Q_{от}, \tau_1)$ при работе турбины по тепловому графику. Во втором (правом верхнем) квадранте — зависимость $G_{тур}^T = f_2(N_e^T, \tau_1)$ так-

же для теплового графика. В третьем (нижнем) квадранте — зависимость $G_{тур}^K = f_3(N_e^K)$, относящаяся к конденсационному потоку. Общий расход свежего пара на турбину в соответствии с (2.42) определяется суммированием расходов второго и третьего квадрантов.

Квадранты I и II являются диаграммой режимов работы турбины при работе по тепловому графику и строятся в полном соответствии с имеющимися расчетными или опытными данными. Квадрант III, отображающий зависимость $G_{тур}^K = f_3(N_e^K)$ конденсационного потока, выполняется с определенными упрощениями.

Требуемые для построения квадранта III исходные данные определяются из известных режимов работы по электрическому графику в соответствии с уравнениями (2.40) и (2.41):

$$G_{тур}^K = G_{тур} - G_{тур}^T, \quad N_e^K = N_e - N_e^T,$$

где $G_{тур}$, N_e относятся к известному (по результатам расчета или испытаний) режиму работы турбины с тепловой нагрузкой $Q_{от}$, τ_1 , $\tau_{об}$, а численные значения $G_{тур}$, N_e^T , относящиеся к режиму теплового графика, определяются с помощью квадрантов I и II диаграммы режимов для тех же значений $Q_{от}$, τ_1 , $\tau_{об}$.

Точное отображение зависимости $G_{тур}^K = f(N_e^K)$ потребовало бы представления в квадранте III диаграммы семейства кривых, каждая из которых была бы отнесена к определенному теплофикационному расходу пара. В пределах допустимой для диаграммы режимов погрешности можно ограничиться несколькими, обычно двумя, зависимостями, относящимися к определенным диапазонам режимов. Дальнейшее упрощение достигается тем, что зависимости $G_{тур}^K = f_3(N_e^K)$ принимаются линейными:

$$G_{тур}^K = l_1 N_e^K, \quad G_{тур}^K = l_2 N_e^K.$$

При этом значения коэффициентов l_1 и l_2 определяются как усредненные для рассматриваемого диапазона режимов.

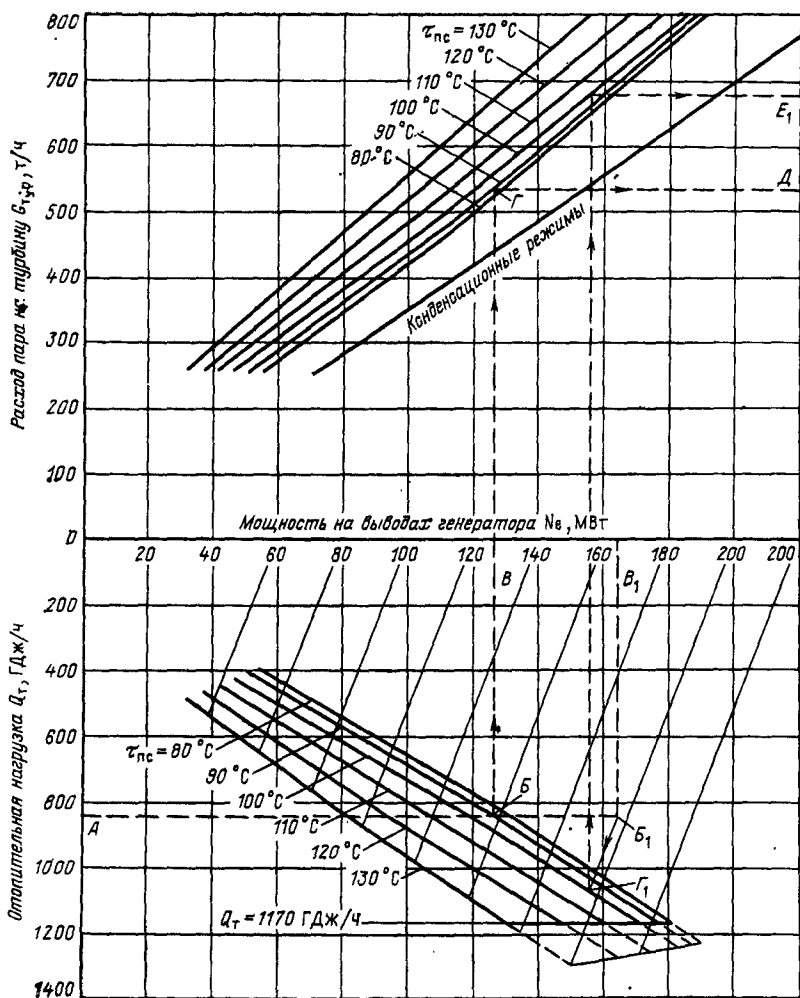
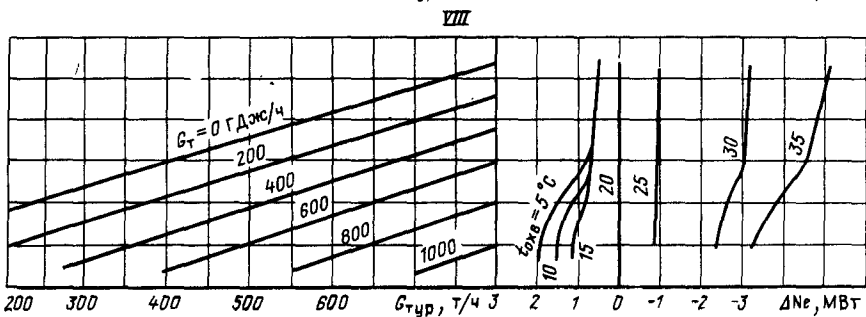
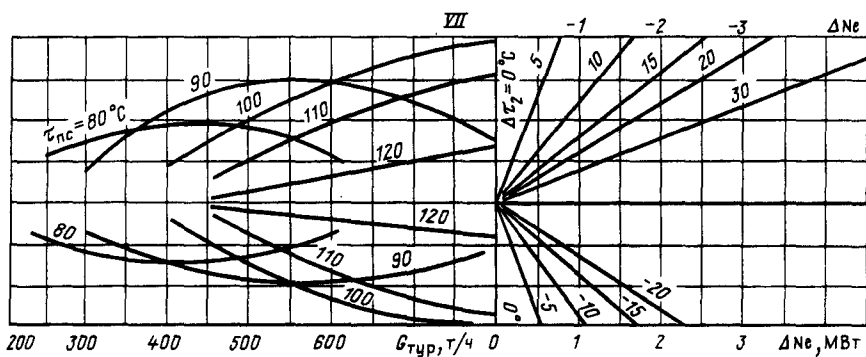
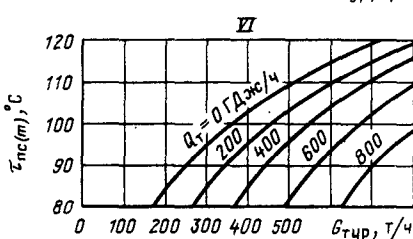
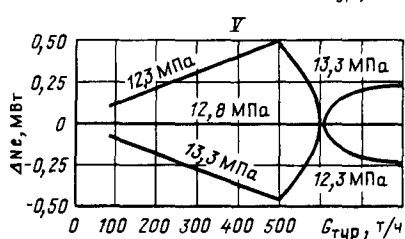
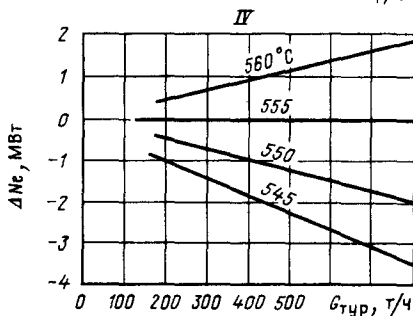
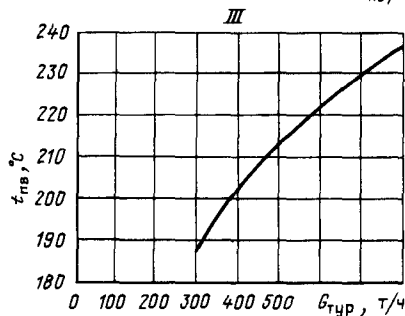
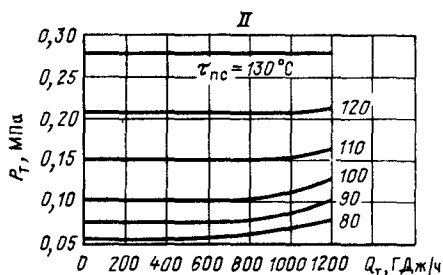
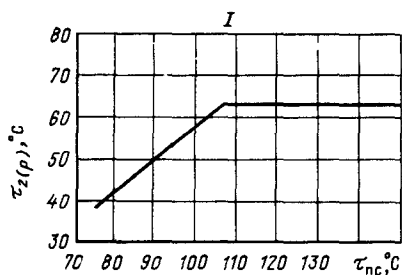


Рис. 2.11. Диаграмма режимов турбины Т-185/220-130-2 при работе с двумя отопительными отборами пара:

I — зависимость $\tau_{об}$ от $\tau_{пс}$, принятая при построении диаграммы режимов; *II* — $\tau_{пс}$ в зависимости от p_t , $Q_{от}$ при работе турбины по тепловому графику; *III* — температура подогрева питательной воды $t_{п.в}$; *VI* — минимально возможная температура подогрева прямой сетевой воды при двухступенчатом подогреве без обвода сетевых подогревателей. Поправки к диаграмме режимов, МВт; *IV* — на температуру свежего пара; *V* — на давление свежего пара; *VII* — на температуру обратной сетевой воды; *VIII* — на температуру охлаждающей воды



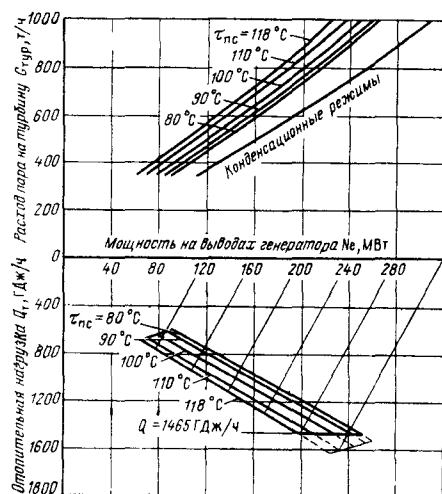


Рис. 2.12. Диаграмма режимов турбины Т-250/300-240-3 при работе с двумя отопительными отборами пара

Линеаризация зависимости $G_{\text{тур}}^{\text{к}} = f_3(N_e^{\text{к}})$ и усреднение коэффициентов l_1 и l_2 определяют погрешность построения диаграммы режимов, относительная величина которой для режимов работы по электрическому графику составляет 1—2 % по расходу свежего пара, причем большая погрешность имеет место на режимах с большими конденсационными расходами пара. Режимы работы по тепловому графику (квадранты I и II) диаграмма отображает в полном соответствии с расчетными или опытными данными и в этом смысле не имеет погрешности.

При построении диаграммы режимов турбин с двумя отопительными отборами пара возможна замена принятых независимых параметров другими аналогичными, в частности, использование параметра $p_{\text{т}}$ — давление в верхнем отопительном отборе — вместо τ_1 , такая замена возможна, поскольку τ_1 и $p_{\text{т}}$ однозначно взаимосвязаны.

Возможны также некоторые различия в графическом представлении диаграммы режимов, а именно: нанесение зависимостей $G_{\text{тур}}^{\text{к}} = f_3 \times (N_e^{\text{к}})$ не в отдельном квадранте III,

а в квадранте II, при этом, однако, несколько загромождается квадрант II. Подробное описание этого метода построения диаграммы режимов турбин типа Т приведено в первом издании книги. Примеры пользования приведены в диаграммах режимов.

Диаграмма режимов турбины типа ПТ с производственными и двумя отопительными отбора пара

Рассматриваются режимы работы турбины типа ПТ с включенным производственным и двумя отопительными отборами пара, регулируемое давление поддерживается в верхнем отопительном и производственном отборах*.

Диаграмма режимов должна выражать зависимость

$$F(G_{\text{тур}}, N_e, G_{\text{п}}, Q_{\text{от}}, \tau_1) = 0, \quad (2.43)$$

где вместо температуры прямой сетевой воды может рассматриваться заменяющий ее параметр — регулируемое давление в верхнем отопительном отборе $p_{\text{т}}$.

Зависимость (2.43) записана с учетом того, что давление в регулируемом производственном отборе $p_{\text{п}}$ и температура обратной сетевой воды $\tau_{\text{об}}$ перенесены из основных параметров диаграммы в поправочные кривые.

Для представления на плоскости число переменных зависимости (2.43) должно быть дополнительно ограничено. Параметр τ_1 ($p_{\text{т}}$) имеет меньшее сравнительно с другими основными параметрами влияние на работу турбоагрегата и может быть исключен двумя путями: или выполнением нескольких диаграмм режимов, каждая из которых относится к определенному значению τ_1 с интерполяцией для промежуточных значений τ_1 , или вынесением τ_1 ($p_{\text{т}}$) в поправочные кривые.

* Остальные возможные режимы турбины типа ПТ с производственным и двумя отопительными отборами пара отвечают ранее рассмотренным диаграммам режимов турбин других типов.

Погрешность диаграммы режимов турбины типа ПТ с двумя отопительными отборами пара при включении в нее поправки на p_t возрастает, но остается в допустимых пределах.

При исключении p_t (τ_1) из основных параметров диаграмма режимов должна выражать зависимость

$$F(G_{\text{тур}}, N_e, G_{\text{п}}, Q_{\text{от}}) = 0, \quad (2.44)$$

которую содержит четыре переменных и может быть графически представлена на плоскости как по схеме, принятой для турбин ПТ с одним отопительным отбором, так и по схеме турбин типа Т с двумя отопительными отборами пара.

Для турбин типа ПТ с двумя отопительными отборами пара принято выполнение диаграммы режимов по схеме, принятой для турбин типа ПТ с одним отопительным отбором пара.

В верхнем квадранте диаграммы наносится сетка кривых, описывающих условные режимы работы с нулевой отопительной нагрузкой при номинальных давлениях в производственном и верхнем отопительном отборах (вместо p_t может рассматриваться постоянная температура сетевой воды на выходе из верхнего сетевого подогревателя τ_1).

Построение верхнего квадранта диаграммы режимов аналогично рассмотренному для турбин типа ПТ с одним отопительным отбором пара.

Наличие отопительной нагрузки учитывается сеткой прямых, построенных в нижнем квадранте диаграммы $\Delta N_t = u Q_{\text{от}}$, где u — коэффициент, средний для рассматриваемого диапазона режимов работы турбины.

Погрешность диаграммы режимов в результате замены истинной зависимости $\Delta N_t = f(Q_{\text{от}})$ на линейную $\Delta N_t = u Q_{\text{от}}$ (при постоянном коэффициенте u для всех $G_{\text{сд}}^{\text{вых}}$) в случае турбины типа ПТ с двумя отопительными отборами пара больше, чем для турбины типа ПТ с одним отопительным отбором пара; но эта погрешность остается в допустимых пределах и, например, для турбины ПТ-135-130 не превышает 1,5—2,0 % мощности турбины.

Диаграмма режимов турбины ПТ-135/165-130/15 при $p_t = 0,12$ МПа приведена на рис. 2.13.

Пример. Задано: $N_e = 135$ МВт, $Q_{\text{от}} = 420$ ГДж/ч, $G_{\text{п}} = 240$ т/ч. Определить $G_{\text{тур}}$ (рис. 2.13).

От точки А ($N_e = 135$ МВт) по наклонной прямой до заданного отопительного отбора $Q_{\text{от}} = 420$ ГДж/ч — точка В. От точки В по вертикали вверх до $G_{\text{п}} = 240$ т/ч — точка С. Проекция точки С на шкалу расходов (точка -И) определяет расход свежего пара $G_{\text{тур}} = 695$ т/ч.

Поправочные кривые к диаграмме режимов

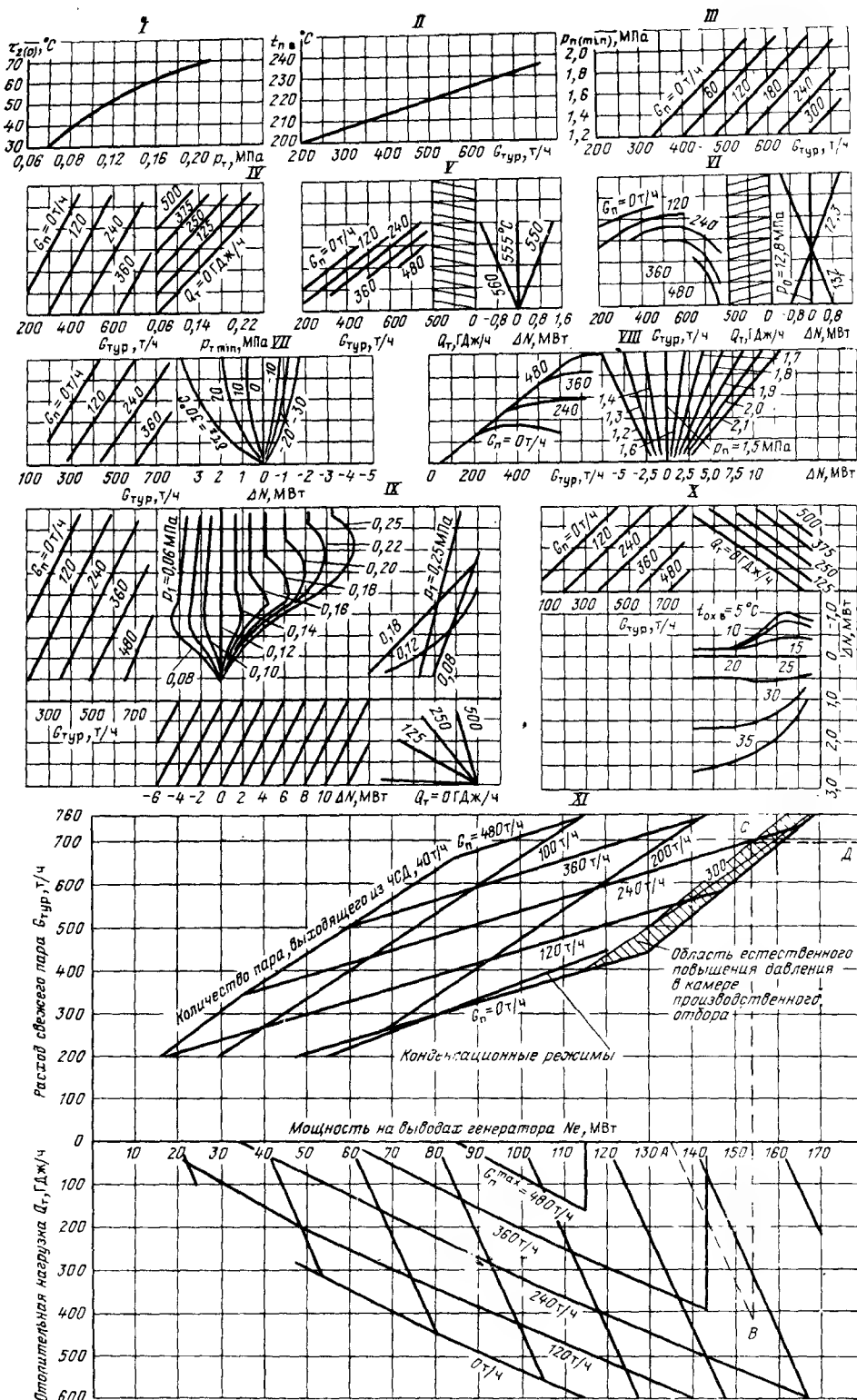
Поправочные кривые позволяют учесть влияние изменения параметров свежего пара, давления в отборе, температуры охлаждающей воды, наличие дополнительных нерегулируемых отборов пара и т. п. на тепловую экономичность турбины. Поправочные кривые представляют собой зависимость между изменением рассматриваемого параметра и соответствующим изменением мощности турбины (поправка к мощности) и определяются при неизменных расходах свежего пара и регулируемого отбора и при номинальных значениях всех остальных параметров на основании приближенных расчетов или по данным испытаний. При расчете поправок учитываются только те факторы, которые оказывают основное влияние на поправки.

На рис. 2.9, 2.11 и 2.13 приведены поправочные кривые к диаграммам режимов турбин Р-102/107-130/15-2, Т-185/220-130-2 и ПТ-135/165-135/15.

2.4. Энергетические характеристики турбины

Энергетической характеристикой турбины называется выраженная в аналитической форме зависимость расхода теплоты на турбину от электрической мощности и тепловой нагрузки.

Энергетические характеристики выражают ту же функциональную зависимость, что и диаграммы режимов, но не в графической, а в анали-



тической форме и находят широкое применение при исследовании переменного режима турбоагрегата, решении задач оптимизации состава оборудования и распределения нагрузки между агрегатами тепловых электростанций.

Предложены и получили распространение энергетические характеристики нескольких видов [1, 14]. Определяющими при выборе вида энергетической характеристики являются форма аналитического выражения (линейный полином, уравнение второго порядка и т. д.), принятая система условного деления турбины на теплофикационную и конденсационную части и выбранная методика определения характеристики.

Рассматриваемые энергетические характеристики теплофикационных турбоагрегатов [12, 17] выражены полиномами первой степени и построены на основании следующих положений.

1. Энергетические характеристики относятся к турбоагрегату в целом, включая регенеративную систему, конденсационную установку и установку для подогрева сетевой воды.

2. Режимы работы теплофикационных турбин делятся на две группы: конденсационные и теплофикационные.

3. Конденсационные режимы теплофикационной турбины имеют самостоятельную энергетическую характеристику, отличающуюся от характеристики теплофикационных режимов.

4. На теплофикационных режимах электрическая мощность и расход теплоты условно распределяются на два потока:

теплофикационная мощность и расход теплоты $N_e^T, Q_{тур}^T$;

конденсационная мощность и расход теплоты $N_e^K, Q_{тур}^K$.

В зависимости от соотношения тепловой и электрической нагрузок на теплофикационном режиме могут быть или оба потока или только один — теплофикационный.

Под теплофикационной мощностью и расходом теплоты на режимах с тепловой нагрузкой понимаются мощность и расход теплоты при работе турбины в режиме теплового графика с той же тепловой нагрузкой.

Особенностью теплофикационных турбин с регулируемым отбором пара типов Т и ПТ при работе по тепловому графику является пропуск некоторого количества пара в конденсатор через регулируемую диафрагму ЧНД, которая устанавливается в закрытом положении. В этом случае пропуск пара в конденсатор минимален и не может быть дополнительно уменьшен. При охлаждении конденсатора обратной сетевой или подпиточной водой тепловых сетей теплота пара, поступающего в конденсатор, используется, а при охлаждении конденсатора циркуляционной водой — теряется. Независимо от того, используется теплота пара, поступающего в конденсатор, или нет, в теплофикационный расход включен минимальный пропуск в конденсатор при закрытой регулирующей диафрагме ЧНД, так как этот пропуск не может быть исключен и отражает характерную особенность турбин с регулируемым отбором пара.

Таким образом, под теплофикационным расходом понимается расход, обеспечивающий заданную тепловую нагрузку, минимальный расход пара в конденсатор и соответствующие отборы на регенерацию. Под теплофикационной мощностью понимается мощность, развиваемая теплофикационным расходом пара.

Конденсационная мощность теплофикационного режима определяется

Рис. 2.13. Диаграмма режимов турбины типа ПТ-135/165-130/15:

I — зависимость тоб от давления p_t , принятая при построении диаграммы режимов; II — температура подогрева питательной воды $t_{п.в.}$; III — минимально возможное давление в камере производственного отбора; IV — минимально возможное давление в камере верхнего отопительного отбора. Поправки к диаграмме режимов, МВт; V — на температуру свежего пара; VI — на давление свежего пара; VII — на температуру обратной сетевой воды; VIII — на давление в производственном отборе; IX — на давление в отопительном отборе; X — на температуру охлаждающей воды

согласно (2.41) как разность между общей и теплофикационной мощностью турбоагрегата:

$$N_e^k = N_e - N_e^T.$$

Конденсационный расход теплоты на теплофикационных режимах определяется соответственно как разность между общим и теплофикационным расходами теплоты:

$$Q_{\text{тур}}^k = Q_{\text{тур}} - Q_{\text{тур}}^T. \quad (2.45)$$

5. Энергетические характеристики выражают функциональную зависимость между электрической мощностью, расходом теплоты на турбину и тепловой нагрузкой при номинальных значениях остальных параметров (начальное давление, температура свежего пара и охлаждающей воды и т. д.). Изменение параметров учитывается поправками, приведенными в диаграмме режимов.

6. Энергетические характеристики современных турбин типа Т с двумя отопительными отборами пара включают в качестве параметра температуру прямой сетевой воды (давление в регулируемом отопительном отборе), так как для них характерна работа в широком диапазоне изменения этой температуры (давления). В то же время температура обратной сетевой воды, которая также не остается постоянной, но оказывает меньшее влияние на тепловую экономичность турбоагрегата, рассматривается как заданный параметр, численное значение которого принимается в виде зависимости $\tau_{0.6} = f(\tau_1)$, построенной в соответствии с температурным графиком тепловых сетей.

Уравнения энергетической характеристики, определенные в соответствии с указанными выше основными положениями, имеют следующий вид:

конденсационные режимы работы

$$Q_{\text{тур}} = a_0 + a_1 N_e + \\ + (a_2 - a_1) (N_e - N_e^0) + \dots; \quad (2.46)$$

теплофикационные режимы работы: при работе турбины по тепловому графику

$$Q_{\text{тур}}^T = d_0 + d_1 N_e^T + \\ + (d_2 - d_1) (N_e^T - N_e^{T(0)}) + \dots + Q_{0T}, \quad (2.47)$$

$$N_e^T = c_0 + c_1 Q_{0T} + \\ + (c_2 - c_1) (Q_{0T} - Q_{0T}^0) + \dots; \quad (2.48)$$

при работе турбины по электрическому графику

$$Q_{\text{тур}} = d_0 + d_1 N_e^T + \\ + (d_2 - d_1) (N_e^T - N_e^{T(0)}) + \\ + \dots + q_e^k N_e^k + Q_{0T}, \quad (2.49)$$

где a_0 , d_0 — условный расход холодного хода, учитывающий ту часть потерь, которая не зависит от нагрузки турбины; a_1 , a_2 , d_1 , d_2 — дополнительный удельный расход теплоты на выработку электроэнергии; c_0 — мощность турбины на режиме с включенным регулятором давления при $Q_{0T} = 0$; c_1 — частичная выработка электроэнергии теплофикационным потоком пара на тепловом потреблении; N_e^0 , $N_e^{T(0)}$, Q_{0T}^0 — мощность и тепловая нагрузка, при которой учитываются соответствующие члены уравнения.

Численные значения коэффициентов d_i , c_i , q_e^k зависят от температуры прямой сетевой воды (давления в регулируемом отборе).

Количество членов в уравнениях (2.46)—(2.49) определяется допустимой в прикладных задачах погрешностью энергетической характеристики, а также достоверностью исходной информации.

При выборе численных значений N_e^0 , $N_e^{T(0)}$, Q_{0T}^0 определяющей является конструкция парораспределения турбины.

При известных энергетических характеристиках удельный расход теплоты определяется следующими зависимостями:

конденсационный режим

$$q_e = \frac{Q_{\text{тур}}}{N_e} \cdot a_1 + \frac{a_0}{N_e} + \frac{a_2 - a_1}{N_e} (N_e - N_e^0); \quad (2.50)$$

теплофикационный режим

$$q_e = \frac{Q_{\text{тур}} - Q_{\text{от}}}{N_e} = \frac{q_e^T N_e^T + q_e^K N_e^K}{N_e^T + N_e^K}, \quad (2.51)$$

где q_e^T — удельный расход теплоты для теплофикационного потока:

$$q_e^T = d_1 + \frac{d_0}{N_e^T} + \frac{d_2 - d_1}{N_e^T} (N_e^T - N_e^{T(0)}); \quad (2.52)$$

q_e^K — удельный расход теплоты для конденсационного потока

$$q_e^K = \frac{Q_{\text{тур}}^K}{N_e^K} = \frac{Q_{\text{тур}} - Q_{\text{тур}}^T}{N_e - N_e^T}. \quad (2.53)$$

Величина q_e^K в отличие от q_e и q_e^T не имеет составляющей холостого хода, так как конденсационный расход в целом рассматривается как дополнительный к теплофикационному.

В уравнении (2.49) величина q_e^K понимается как усредненная для рассматриваемого диапазона режимов электрического графика.

Величина $\frac{N_e^T}{Q_{\text{от}}} = c_1 + \frac{c_0}{Q_{\text{от}}} + \frac{c_2 - c_1}{Q_{\text{от}}} (Q_{\text{от}} - Q_{\text{от}}^0)$ соответствует удельной выработке электроэнергии на тепловом потреблении $\mathcal{E}$, если рассматривается энергетическая характеристика турбины с противодавлением или турбины с конденсационной установкой, но с использованием теплоты пара, поступающего в конденсатор. При охлаждении конденсатора циркуляционной водой величина N_e^T , определяемая по энергетической характеристике, включает мощность минимального расхода пара в конденсатор. В этом случае $N_e^T/Q_{\text{от}}$ не являет-

ся удельной выработкой электроэнергии на тепловом потреблении.

Расчет энергетических характеристик сводится к определению коэффициентов d_i , c_i , q_e^K , a_i уравнений (2.46)—(2.49). Исходные данные для расчета могут быть получены из разных источников: результатов тепловых испытаний турбины, расчетных материалов, эксплуатационных измерений.

Порядок и пример расчета энергетических характеристик подробно рассмотрены в [19].

Ниже рассматриваются энергетические характеристики турбин разных типов.

Энергетические характеристики турбин типа Р с противодавлением

Турбины с противодавлением не имеют конденсационного потока, и поэтому их энергетические характеристики выражаются уравнениями (2.47) и (2.48). Баланс теплоты для турбин с противодавлением может быть записан в следующей форме:

$$Q_{\text{тур}} = 3600 N_e + Q_{\text{пр}} + Q_{\text{упл}} + \Delta Q_{\text{м.г.и}},$$

где $Q_{\text{пр}} = G_{\text{пр}} (i_{\text{пр}} - i_n)$ — теплота, отданная потребителю в виде пара из противодавления; $Q_{\text{упл}} = \Sigma G_{\text{упл}} \times (i_{\text{упл}} - i_n)$ — теплота пара концевых уплотнений и штоков, не используемая в регенеративной системе данной турбины.

В зависимости от местных условий на ТЭЦ $Q_{\text{упл}}$ расходуется для подогрева химочищенной воды или других целей, однако, если использование $Q_{\text{упл}}$ не связано с $Q_{\text{пр}}$, оно должно быть введено в уравнение (2.47) энергетической характеристики в качестве дополнительного члена.

Коэффициенты d_0 , d_1 уравнения (2.47) для турбины типа Р могут быть определены линеаризацией зависимости

$$\Delta Q_{\text{м.г.и}} = V_0 + V_1 N_e, \quad (2.54)$$

тогда $d_0 = V_0$, $d_1 = 3600 + V_1$.

Для турбины Р-102/107-130/15-2 энергетическая характеристика приведена в табл. 2.3.

Таблица 2.3. Энергетические характеристики

Марка турбины	Регулируемое давление, МПа			Режим работы	Энергетическая характеристика	
	p_{Π}	p_T	$p_{\Pi P}$		$Q_{\text{тур}}$, ГДж/ч	N_e^T , МВт
P-102/107-130/15-2	1,47	—	—	Теплофика- ционный	$6,7 + 3,63N_e^T + Q_{\Pi P} + Q_{\text{упл}}^*$	$-20,2 + 0,071 \times Q_{\Pi P} + 0,016 (Q_{\Pi P} - 670)$
T-185/220-130-2	—	—	—	Теплофика- ционный Конденса- ционный	$85 + 3,53N_e^T + q_e^K(N_e - N_e^T) + Q_{\text{от}}$ $102,9 + 8,19N_e + 0,38(N_e - 145)$	$c_0 + c_1 Q_{\text{от}}$
T-250/300-240-3	—	—	—	Теплофика- ционный Конденса- ционный	$d_0 + d_1 N_e^T + q_e^K(N_e - N_e^T) + Q_{\text{от}}$ $123 + 7,66N_e + 0,33 \times (N_e - 222)$	$c_0 + c_1 Q_{\text{от}}$
ПТ 135/165-130/15	—	0,12	1,47	Теплофика- ционный Конденса- ционный	$d_0 + 3,55N_e^T + q_e^K(N_e - N_e^T) + Q_{\text{от}} + Q_{\Pi}$ $62,3 + 8,92N_e$	$c_0 + 0,22G_{\Pi P} + c_1 Q_{\text{от}}$

* $Q_{\text{упл}} = 16,5$ ГДж/ч.Примечание. Численные значения d_0 , d_1 , c_0 , c_1 , q_e^K при разных значениях $\tau_{\Pi C}(p_T)$ - см. табл. 2.4.Таблица 2.4. Значения коэффициентов энергетических характеристик при разных $\tau_{\Pi C}(p_T)$ значениях

Марка турбины	Показатель					
	$\tau_{\Pi C}(p_T)$, °С, МПа	d_0 , ГДж/ч	d_1 , ГДж/(МВт·ч)	c_0 , МВт	c_1 , (МВт·ч)/ГДж	q_e^K , ГДж/(МВт·ч)
T-185/220-130-2	130	85,0	3,530	-46,6	0,151	8,12
	120			-40,8	0,161	7,90
	110			-34,5	0,168	7,75
	100			-26,7	0,170	7,69
	90			-17,5	0,169	7,73
	80			-10,6	0,166	7,79
T-250/300-240-3	120	101,7	3,538	-54,7	0,175	7,22
	110	98,3	3,548	-45,1	0,182	7,12
	100	95,4	3,550	-35,0	0,187	7,04
	90	92,1	3,541	-25,0	0,192	6,96
	80	89,0	3,532	-14,8	0,189	6,99
ПТ-135/165-130/15	2,5	67,8	3,550	-28,9	0,147	8,30
	1,8	57,3		-30,6	0,159	7,92
	1,2	47,9		-34,4	0,180	7,53
	0,8	41,9		-30,5	0,183	7,75

Энергетические характеристики турбин типов Т и П с регулируемым отбором пара

Для построения энергетических характеристик турбин типов Т и П используются зависимости (2.46) — (2.49).

В турбинах типа Т с одним отопительным отбором пара и турбинах типа П с производственным отбором пара режим работы по тепловому графику не предусмотрен. Для построения энергетических характеристик выделяют режимы с минимально возможным для данной турбины расходом пара в ЧНД, условно понимая их как режимы работы по тепловому графику.

Энергетические характеристики турбин Т-185/220-130-2 и Т-250/300-240-3 приведены в табл. 2.3, значения коэффициентов характеристик приведены в табл. 2.4.

Энергетические характеристики турбин типа ПТ с производственным и отопительным регулируемым отборами пара и турбин типа ПР с регулируемым отбором и противодавлением

Энергетическую характеристику турбины типа ПТ строят аналогично характеристике турбины типа Т с выделением режима с минимальным расходом пара в конденсатор, условно понимая его как режим работы по тепловому графику.

Турбины типов ПТ и ПР имеют тепловую нагрузку двух видов: производственную $Q_{\text{п}}$ и отопительную $Q_{\text{от}}$ (или из противодавления $Q_{\text{пр}}$). Потери теплоты $\Delta Q_{\text{м.г.п}} + \Delta Q_{\text{кон}}$ при работе по тепловому графику практически не зависят от соотношения производственной и отопительной нагрузок, если при этом мощность остается неизменной, поэтому

$$q_e^T = 3600 + \frac{\Delta Q_{\text{м.г.п}} + \Delta Q_{\text{кон}}}{N_e^T}$$

зависит от N_e^T , а не от распределения общей тепловой нагрузки на производственную и отопительную.

Соответственно для турбин типа ПТ уравнения (2.47) и (2.48) энергетической характеристики записываются в форме, аналогичной принятой для турбин типа Т:

$$Q_{\text{тур}}^T = d_0 + d_1 N_e^T + (d_2 - d_1) (N_e^T - N_e^{T(0)}) + Q_{\text{от}} + Q_{\text{п}}, \quad (2.47a)$$

$$N_e^T = c_0 + c_1 (Q_{\text{от}} + Q_{\text{п}}), \quad (2.48a)$$

$$Q_{\text{тур}}^T = d_0 + d_1 N_e^T + (d_2 - d_1) \times (N_e^T - N_e^{T(0)}) + q_e^K N_e^K + Q_{\text{от}} + Q_{\text{п}}, \quad (2.49a)$$

Энергетическая характеристика турбин типа ПР выполняется аналогично характеристике турбины типа Р с добавлением члена $Q_{\text{п}}$ и выделением в случае необходимости $Q_{\text{пр}}$:

$$Q_{\text{тур}}^P = d_0 + d_1 N_e^P + d_2 (N_e^P - N_e^0) + Q_{\text{п}} + Q_{\text{пр}}, \quad (2.47b)$$

$$N_e^P = c_0 + c_1 (Q_{\text{п}} + Q_{\text{пр}}). \quad (2.48b)$$

Энергетические характеристики турбины ПТ-135-130 приведены в табл. 2.3.

Анализ экономичности теплофикационной турбины

Наличие энергетических характеристик позволяет рассмотреть изменение тепловой экономичности теплофикационных турбин в зависимости от электрической и тепловой нагрузок. Удельный расход теплоты на выработку электрической энергии на теплофикационных режимах, равный согласно (2.51)

$$q_e = \frac{q_e^T N_e^T + q_e^K N_e^K}{N_e^T + N_e^K},$$

определяется экономичностью теплофикационного и конденсационного потоков и относительными величинами этих потоков. На рис. 2.14 приведена зависимость

$$q_e = f\left(\frac{Q_{\text{от}}}{Q_{\text{от}}^H}, \frac{N_e}{N_e^H}\right)$$

турбины Т-100-130, где индексом «н» обозначены номинальные величины.

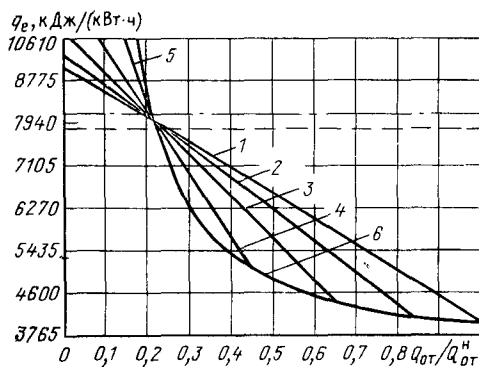


Рис. 2.14. Изменение удельного расхода теплоты турбины Т-100-130 ($p_0=12,8$ МПа, $t_0=555$ °С, $p_T=0,12$ МПа) в зависимости от относительных тепловой и электрической нагрузок:

1 $N_e/N_e^H=1,0$; 2 $N_e/N_e^H=0,8$; 3 $N_e/N_e^H=0,6$;
4 $N_e/N_e^H=0,4$; 5 $N_e/N_e^H=0,2$; 6 режим работы по тепловому графику; — турбина К-200-130, $N_e/N_e^H=1$; - турбина К-300-240, $N_e/N_e^H=1$

Для теплотификационного потока согласно (1.1)

$$q_e^T = 3600 + \frac{\Delta Q_{м.г.и} - \Delta Q_{кон}}{N_e^T}$$

Удельный расход теплоты при работе по тепловому графику отличается от теоретического, равного 3600 кДж/(кВт·ч), на удельную величину потерь, которые не могут быть исключены в условиях эксплуатации — потери на излучение, механические и в генераторе, потери теплоты с вентиляционным потоком пара. С уменьшением тепловой нагрузки удельная величина дополнительных потерь, равная $\frac{\Delta Q_{м.г.и} - \Delta Q_{кон}}{N_e^T}$, возрастает

и соответственно увеличивается численное значение q_e^T , которое может возрасти до величин, характерных для конденсационного потока.

Тепловая нагрузка $Q_{от}^{мин}$ и электрическая мощность $N_e^T(мин)$ для режима работы по тепловому графику, при котором $q_e^T = q_e^K$ (где q_e^T и q_e^K относятся к равным давлениям в ре-

гулируемом отборе), определяются зависимостями:

$$Q_{от}^{мин} = \frac{d_0 - c_0(q_e^K - d_1)}{c_1(q_e^K - d_1)}, \quad (2.55)$$

$$N_e^T(мин) = d_0(q_e^K - d_1) \quad (2.56)$$

или в относительных величинах:

$$\frac{Q_{от}^{мин}}{Q_{от}^H} = \frac{d_0 - c_0(q_e^K - d_1)}{Q_{от}^H c_1(q_e^K - d_1)}, \quad (2.55a)$$

$$\frac{N_e^T(мин)}{N_e^T(H)} = \frac{d_0}{N_e^T(H)(q_e^K - d_1)}. \quad (2.56a)$$

При получении зависимостей (2.55) и (2.56) учитывалось, что $N_e^T(мин) < N_e^T$ и $Q_{от}^{мин} < Q_{от}^{(0)}$, а поэтому в уравнениях (2.47) и (2.52) можно ограничиться первыми двумя членами.

На режимах с малыми тепловыми нагрузками при $Q_{от} < Q_{от}^{(мин)}$ удельный расход теплоты на выработку электроэнергии при работе по тепловому графику превышает дополнительный удельный расход теплоты на выработку конденсационной энергии. Поэтому при тепловой нагрузке, меньшей, чем $Q_{от}^{мин}$, переход с теплового графика на электрический с одновременной выработкой конденсационной электроэнергии обеспечивает повышение тепловой экономичности турбоагрегата, причем с увеличением конденсационной выработки удельный расход теплоты на выработку электроэнергии уменьшается.

На режимах с $Q_{от} > Q_{от}^{мин}$ увеличение электрической мощности за счет конденсационного потока повышает удельный расход теплоты на выработку электроэнергии (рис. 2.14), и наиболее экономичными являются режимы теплового графика.

Рассмотрим изменение экономичности работы турбоагрегата Т-100-130 (рис. 2.14). Как видно из графика, $Q_{от}^{мин}/Q_{от}^H$ равно 0,25, и поэтому в диапазоне относительных тепловых нагрузок, равных 1—0,25, минимальные величины q_e обеспечиваются при работе по тепловому графику. При

уменьшении тепловой нагрузки удельный расход теплоты возрастает достаточно интенсивно, что объясняется наличием потерь теплоты с вентиляционным потоком пара. При постоянной электрической нагрузке ($N_e/N_e^* = \text{const}$) уменьшение тепловой нагрузки приводит к линейному увеличению q_r . Так, например, при номинальной электрической мощности уменьшение тепловой нагрузки на 10 % приводит к увеличению q_r на 525 кДж/(кВт·ч).

При относительной тепловой нагрузке, меньшей $Q_{от}^{мн}/Q_{от}^*$, более экономичными являются режимы работы по электрическому графику с полной электрической нагрузкой.

Аналогичные графические зависимости, построенные на основе энергетических характеристик и дающие наглядное представление о влиянии режима работы турбоагрегата на его экономичность, могут быть выполнены и для турбин типа ПТ.

Из рассмотрения энергетических характеристик турбин с отборами пара следует, что удельный расход теплоты конденсационной выработки электроэнергии при работе по электрическому графику, как правило, меньше дополнительного удельного расхода теплоты при работе турбины на чисто конденсационном режиме — $q_r^* < a_1$. Это объясняется тем, что при наличии тепловой нагрузки регулирующие органы ЧНД частично прикрыты. Увеличение конденсационного потока приводит к увеличению степени их открытия и, следовательно, уменьшению потерь от дросселирования для всего потока пара, проходящего через ступени ЧНД. В то же время на чисто конденсационном режиме регулирующие органы ЧНД всегда полностью открыты и при увеличении расхода пара положение регулирующих органов ЧНД остается неизменным. Условие $q_r^* < a_1$ может быть нарушено на некоторых режимах, например при низких КПД ступеней промежуточного отсека, что характерно для режимов с высокими давлениями в регулируемом отборе

Неравенство $q_r^* < a_1$ должно учитываться при распределении электрической нагрузки между параллельно работающими турбинами. Так, например, если из двух теплофикационных турбин одного типа одна турбина работает на чисто конденсационном режиме, а вторая — с частичной тепловой нагрузкой, то при $q_r^* < a_1$ дополнительную конденсационную мощность более экономично передать на турбину с тепловой нагрузкой.

Тепловая экономичность теплофикационной турбины при работе с частичными тепловой и электрической нагрузками определяется сопоставлением ее с конденсационной турбиной, имеющей удельный расход теплоты, равный $q_{зам}$. Комбинированная выработка электрической и тепловой энергии теплофикационным турбоагрегатом эффективна на режимах, для которых справедливо $q_r < q_{зам}$. Следовательно, минимальные по условиям экономичности нагрузки теплофикационной турбины отвечают условию $q_r = q_{зам}$.

Для турбин типов Т и ПТ на режимах работы без использования теплоты в конденсаторе минимальная тепловая нагрузка, при которой они более экономичны, чем лучшие конденсационные турбины, составляет 15—30 % номинальной. Чем ниже экономичность сопоставляемой конденсационной турбины и чем выше экономичность теплофикационной турбины, тем ниже диапазон режимов эффективной работы теплофикационной турбины.

Так, например, турбина Т-100-130 при тепловых нагрузках больших, чем 20–25 % номинальной, и любой конденсационной мощности имеет удельный расход теплоты на выработку электроэнергии меньший, чем турбина К-200-130 на номинальном режиме. При тепловых нагрузках больших, чем 25–30 % номинальной, турбина Т-100-130 экономичнее турбины К-300-240.

Таким образом, современные теплофикационные турбины сохраняют эко-

номичность более высокую, чем конденсационные турбины, в широком диапазоне изменения мощности при условии, что тепловая нагрузка превышает некоторую минимальную величину, определяемую для каждого типоразмера турбины с помощью энергетической характеристики.

2.5. Получение дополнительной мощности в теплофикационных турбинах

В теплофикационных турбинах возможно получение дополнительной мощности, превышающей номинальную. К числу известных методов ее получения относятся: уменьшение тепловой нагрузки с направлением пара в конденсатор; отключение регенеративных подогревателей высокого давления при сохранении неизменным расхода свежего пара с направлением пара отключаемых ПВД в отопительные отборы или в конденсатор; снижение температуры обратной сетевой воды.

При рассмотрении возможности и экономической целесообразности получения дополнительной мощности для покрытия пиковой или полупиковой части графика нагрузок определяющими критериями являются: конструктивная возможность рассматриваемого решения и необходимые для этого дополнительные капиталовложения, надежность работы оборудования, величина и тепловая экономичность дополнительной мощности.

В настоящее время наибольшее практическое значение имеют два способа получения дополнительной мощности: при ограничении тепловой нагрузки и частичное отключение подогревателей высокого давления.

Дополнительная мощность при ограничении тепловой нагрузки

В теплофикационных турбинах с регулируемым отбором пара пропускная способность ЧВД выбирается по расходу пара на режиме с номинальной тепловой нагрузкой, а пропускная способность ЧНД - по конденсационному режиму. Поэтому в тур-

бинах с регулируемым отбором пара возможно получение дополнительной (максимальной) электрической мощности, превышающей номинальную, за счет увеличения пропуска пара в ЧНД при одновременном уменьшении регулируемого отбора пара.

Максимальная электрическая мощность от турбин с одним регулируемым отбором достигается на режиме с одновременным максимальным расходом пара через оба отсека: ЧВД и ЧНД, а в турбинах с двумя регулируемыми отборами — на режиме с полными расходами через каждый из трех отсеков: ЧВД, ЧСД, ЧНД.

Для современных теплофикационных турбин максимальная мощность при уменьшении тепловой нагрузки до нуля составляет 110—125 % номинальной и определяется конструкцией турбины, параметрами свежего пара и давлением в регулируемом отборе, а также допустимой нагрузкой генератора.

Дополнительная мощность, превышающая номинальную, может быть использована для покрытия пиковой или полупиковой части графика электрических нагрузок энергосистемы и в качестве аварийного и оперативного резерва. При получении дополнительной мощности уменьшение тепловой нагрузки турбоагрегата не должно, как правило, отражаться на тепловом потребителе.

Поэтому, если по условиям ТЭЦ турбоагрегат работает с полной тепловой нагрузкой, для получения максимальной электрической мощности требуется установка дополнительного оборудования для отпуска теплоты потребителю помимо турбины.

На ТЭЦ с турбинами типа Т резервирование отопительной нагрузки может быть осуществлено технически сравнительно просто (например, с помощью водогрейных котлов) и с малыми капитальными затратами. Вместе с тем дополнительная мощность, получаемая за счет тепловой нагрузки турбоагрегата, с замещением ее водогрейными котлами имеет низкую тепловую экономичность. Поэтому условия и режимы ее использования

определяются на основании технико-экономических расчетов.

Для турбин типа Т, работающих совместно с тепловыми сетями, целесообразно рассматривать дополнительную мощность — ее величину и экономичность — в зависимости от изменения тепловой нагрузки турбины и параметров, характеризующих режим работы тепловых сетей: коэффициента теплофикации $\alpha_{тэц}$ и температуры наружного воздуха $t_{н.н.}$.

Исходным режимом, относительно которого рассматривается эффективность дополнительной выработки электроэнергии, является режим работы по тепловому графику с номинальной тепловой нагрузкой, полным расходом пара на турбину и охлаждением конденсатора циркуляционной водой. Снижение эффективности при переключении конденсатора с обратной сетевой воды на циркуляционную рассмотрено в § 3.4 и может быть учтено дополнительно.

Проводимые ниже количественные результаты относятся к турбинам с двумя отопительными отборами пара, температурному графику теплосети 150/70 °С и климатическим условиям г. Москвы.

Для получения дополнительной мощности должен быть увеличен пропуск пара в ЧНД при соответствующем уменьшении тепловой нагрузки, что обеспечивается открытием регулирующих органов ЧНД. При некотором расходе пара регулирующие органы ЧНД полностью открываются, и дальнейшее увеличение пропуска в ЧНД и, следовательно, дальнейшее увеличение электрической мощности возможно только при повышении давления в камере регулируемого отбора, т. е. при работе в режимах с естественным повышением давления (ЕПД). При переходе от режимов без ЕПД к режимам с ЕПД изменяется не только давление в камере отбора, но, как будет далее рассмотрено, также тепловая экономичность и характер зависимости дополнительной мощности от $t_{н.н.}$ и $\alpha_{тэц}$. Соответственно

режим работы турбоагрегата с дополнительной мощностью имеет две характерные области: без ЕПД и при наличии ЕПД.

Начало режима ЕПД, соответствующее полному открытию регулирующих органов ЧНД, определяется давлением в регулируемом отборе: чем ниже давление в отборе, тем меньший расход пара могут пропустить полностью открытые органы парораспределения ЧНД.

Отопительная тепловая нагрузка турбины, равная $Q_{от} = Wc(\tau_1 - \tau_{об})$, определяется тремя независимыми параметрами: расходом сетевой воды W , температурой воды на входе $\tau_{об}$ и на выходе из сетевых подогревателей τ_1 . Поскольку при снижении тепловой нагрузки турбины для получения дополнительной мощности тепловое потребление от ТЭЦ должно обеспечиваться резервными установками, численное значение $\tau_{об}$ может рассматриваться как неизменное.

На режимах без ЕПД уменьшение тепловой нагрузки турбоагрегата может быть получено или снижением τ_1 при неизменном W ($W = \text{const}$) или пропуском части сетевой воды помимо сетевых подогревателей при постоянном τ_1 ($\tau_1 = \text{const}$). При снижении тепловой нагрузки за счет обвода воды ($\tau_1 = \text{const}$) режим ЕПД наступает позже, чем при $W = \text{const}$, так как для равных тепловых нагрузок турбины давление в нижнем отопительном отборе при $\tau_1 = \text{const}$ выше, чем при $W = \text{const}$. Изменение давления в верхней и нижней камерах отопительного отбора турбины Т-100-300 при обоих способах уменьшения тепловой нагрузки показано на рис. 2.15.

Обозначим изменение тепловой нагрузки $\Delta Q_{от}$. На режимах работы без ЕПД при $\tau_1 = \text{const}$ давление в камере верхнего отопительного отбора при увеличении $\Delta Q_{от}$, т. е. при уменьшении тепловой нагрузки турбины, снижается незначительно, поскольку обусловлено некоторым уменьшением потерь в трубопроводе отбора и недогрева в сетевом подогревателе. Давление в нижнем отборе с ростом

* См. § 3.1.

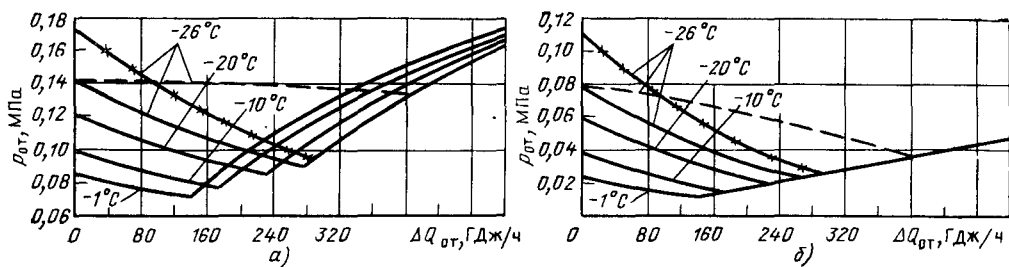


Рис. 2.15. Изменение давления p_{0T} в верхней и нижней камерах отбора турбины Т-100-130 в зависимости от снижения тепловой нагрузки:

а — верхняя камера отбора; б — нижняя камера отбора: — $W = \text{const}$, $\alpha_{\text{тэл}} = 0.5$;

х — $\tau_1 = \text{const}$, $\alpha_{\text{тэл}} = 0.5$; — $\tau_1 = \text{const}$, $\alpha_{\text{тэл}} = 0.5$; цифры на кривых температура наружного воздуха

ΔQ_{0T} снижается более значительно, что определяется перераспределением тепловой нагрузки: уменьшением как абсолютной, так и относительной нагрузки нижнего сетевого подогревателя.

Для режимов с $W = \text{const}$ давление в верхнем отборе при увеличении ΔQ_{0T} снижается существенно, поскольку уменьшается требуемая температура подогрева сетевой воды τ_1 . Одновременно на большую величину, чем при $\tau_1 = \text{const}$, снижается давление и в нижней камере отбора, так как уменьшение нагрузки на нижний сетевой подогреватель происходит более интенсивно.

В области режимов работы с ЕПД уменьшение тепловой нагрузки при двухступенчатом подогреве сетевой воды возможно только за счет

частичного обвода сетевых подогревателей и одновременного повышения давления в обоих отопительных отборах. Поэтому зависимость $p_T = f \times (\Delta Q_{0T})$ имеет минимум в точке начала режимов с ЕПД. В области режимов с ЕПД давление в камере нижнего отопительного отбора зависит только от расхода пара в ЧНД и, следовательно, возрастает с увеличением ΔQ_{0T} . Дополнительная мощность отдельных отсеков турбины в зависимости от изменения тепловой нагрузки приведена на рис. 2.16. Изменение удельной дополнительной мощности $\delta N = dN_{\text{доп}}/dQ_{0T}$ показано на рис. 2.17.

Для ЧВД в области режимов без ЕПД с уменьшением тепловой нагрузки мощность возрастает: значительно при $W = \text{const}$ и незначитель-

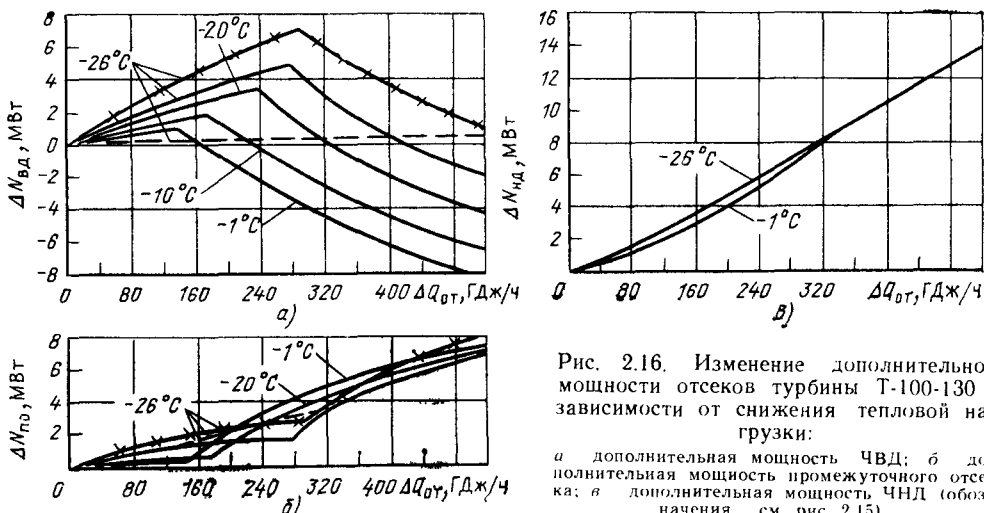


Рис. 2.16. Изменение дополнительной мощности отсеков турбины Т-100-130 в зависимости от снижения тепловой нагрузки:

а — дополнительная мощность ЧВД; б — дополнительная мощность промежуточного отсека; в — дополнительная мощность ЧНД (обозначения см рис 2.15)

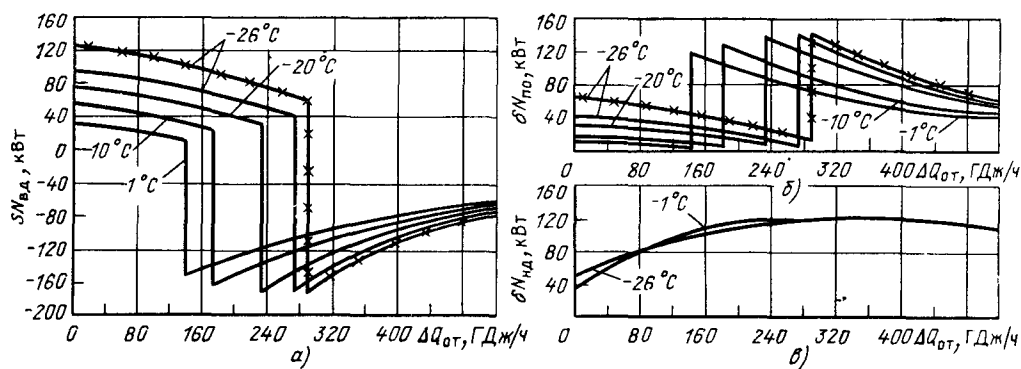


Рис. 2.17. Изменение удельной дополнительной мощности отсеков турбины Т-100-130 в зависимости от снижения тепловой нагрузки (обозначения — см. рис. 2.15), $\delta N = \frac{dN}{dQ_{от}}$

но при $\tau_1 = \text{const}$. Увеличение мощности в основном определяется снижением давления в верхнем отопительном отборе. В области режимов с ЕПД при уменьшении тепловой нагрузки мощность ЧВД уменьшается, так как давление за ЧВД возрастает. Соответственно для ЧВД в области режимов без ЕПД $\delta N_{вд} > 0$, в области режимов с ЕПД $\delta N_{вд} < 0$. В точке начала режима ЕПД функция $\delta N_{вд} = f(\Delta Q_{от})$ имеет разрыв.

Изменение мощности ступеней промежуточного отсека (рис. 2.16) в области режимов без ЕПД сравнительно невелико, причем с уменьшением тепловой нагрузки $\delta N_{по}$ возрастает, что объясняется увеличением изэнтропийного перепада. Изменение тепловой нагрузки обоими способами ($\tau_1 = \text{const}$, $W = \text{const}$) дает примерно одинаковое изменение мощности. В области режимов с ЕПД при уменьшении тепловой нагрузки мощность промежуточного отсека возрастает, причем более интенсивно, чем на режимах без ЕПД. Увеличение мощности промежуточного отсека на режимах с ЕПД определяется увеличением расхода через промежуточный отсек из-за разгрузки верхнего бойлера при практически постоянном использовании перепада промежуточного отсека. Численное значение удельной дополнительной мощности промежуточного отсека $\delta N_{по} = \frac{dN_{по}}{dQ_{от}}$ (рис. 2.17) зависит от $\Delta Q_{от}$, $t_{н.в.}$,

$\alpha_{тэц}$. Зависимость $\delta N_{по} = f(\Delta Q_{от})$ имеет перелом в точке начала режима ЕПД и положительна во всем диапазоне изменения $\Delta Q_{от}$.

Мощность ЧНД при уменьшении тепловой нагрузки возрастает пропорционально $\Delta Q_{от}$ (рис. 2.16). Современные турбины типа Т с двумя отопительными отборами пара выполнены с дроссельным парораспределением ЧНД, поэтому переход в область режимов с ЕПД не влияет на характер зависимости $\delta N_{нд} = f(\Delta Q_{от})$, которая близка к линейной в широком диапазоне изменения $\Delta Q_{от}$. Соответственно и зависимость $\delta N_{нд} = f(\Delta Q_{от})$ постоянна на большей части режимов и только при малых значениях $\Delta Q_{от}$ из-за изменения КПД последней ступени $\delta N_{нд}$ с ростом $\Delta Q_{от}$ несколько возрастает.

Как следует из рассмотрения рис. 2.16 и 2.17, из двух возможных способов получения дополнительной мощности на режимах без ЕПД — снижением давления в регулируемом отборе ($W = \text{const}$) и частичным обводом сетевой воды помимо сетевых подогревателей ($\tau_1 = \text{const}$) более экономичным является снижение давления в регулируемом отборе при постоянном пропуске воды через сетевые подогреватели ($W = \text{const}$). Определяющим фактором является большее $\delta N_{вд} = f(\Delta Q_{от})$ при $W = \text{const}$ сравнительно с $\delta N_{вд} = f(\Delta Q_{от})$ при $\tau_1 = \text{const}$.

Таблица 2.5. Дополнительная мощность, возможная при отключении тепловой нагрузки

Наименование	Марка турбины			
	T-110-130	T-175-130	ПТ-135 130	T-250-240
Дополнительная мощность, МВт	14—20	32—41	14—20	45—58

Примечание. Большие величины дополнительной мощности относятся к минимальной температуре наружного воздуха.

Суммарная дополнительная мощность турбины на режимах без ЕПД тем больше, чем ниже температура наружного воздуха и чем выше $\alpha_{тэц}$. В области режимов с ЕПД дополнительная мощность, возможная при снижении тепловой нагрузки, пропорциональна $\Delta Q_{от}$ и практически одинакова для всех температур наружного воздуха и $\alpha_{тэц}$. Суммарное удельное приращение дополнительной мощности турбины $\delta N_{доп}$ в области режимов с ЕПД меньше, чем на режимах без ЕПД.

Следует отметить, что на части режимов можно исключить ЕПД за счет перехода с двухступенчатого подогрева сетевой воды на одноступенчатый. Вопросы тепловой экономичности такого переключения рассматриваются в § 3.5.

Максимальная дополнительная мощность, которая может быть получена при уменьшении тепловой нагрузки, ограничивается допустимым максимальным пропуском пара в ЧНД и разрешаемой нагрузкой генератора и указана в табл. 2.5.

При получении дополнительной электрической мощности за счет уменьшения тепловой нагрузки теплофикационная выработка электроэнергии замещается конденсационной (при получении 1 МВт дополнительной мощности в среднем вытесняется 4—7 МВт теплофикационной мощности), что приводит к снижению тепловой экономичности турбины и одновременно определяет низкую экономичность дополнительной мощности.

Тепловая экономичность турбины характеризуется удельным расходом теплоты, определенным по общей вы-

работке электрической и тепловой энергии

$$q_e = \frac{Q_{тур} - Q_{от}}{N_e} = \frac{Q_{тур} - Q_{от}^H + \Delta Q_{от}}{N_e^H + N_{доп}}, \quad (2.57)$$

где индекс «н» обозначает величины, относящиеся к номинальному режиму, когда $N_{доп} = 0$.

При изменении дополнительной мощности от нуля до максимума удельный расход теплоты, определяемый зависимостью (2.57), возрастает от 3700 до 8000—8400 кДж/(кВт·ч).

Тепловая экономичность дополнительно выработанной электроэнергии характеризуется тем дополнительным расходом теплоты, который затрачен на ее выработку. Обозначим этот дополнительный расход теплоты $\Delta Q_{доп}$ и соответствующий удельный расход теплоты $q_{доп}$. Тогда

$$q_{доп} = \Delta Q_{доп} / N_{доп}. \quad (2.58)$$

Дополнительная мощность турбины обеспечивается при неизменном расходе теплоты на турбину только за счет уменьшения тепловой нагрузки, поэтому, как видно из зависимости (2.56), $\Delta Q_{доп}$ численно равна уменьшению тепловой нагрузки $\Delta Q_{от}$, и, следовательно,

$$q_{доп} = \Delta Q_{от} / N_{доп}. \quad (2.58a)$$

Определение $q_{доп}$ по формуле (2.58a) означает, что снижение экономичности турбины на рассматриваемом режиме сравнительно с номинальным режимом из-за замещения теплофикационной выработки электроэнергии конденсационной полностью от

несено к дополнительной выработке электроэнергии.

Зависимость $q_{\text{доп}} = f(N_{\text{доп}}, t_{\text{н.в}})$ приведена на рис. 2.18. При увеличении $\Delta Q_{\text{от}}$ в пределах режимов без ЕПД $q_{\text{доп}}$ уменьшается, а после начала ЕПД — возрастает.

Численные значения $q_{\text{доп}}$ находятся в пределах от 13 000 до 30 000 кДж/(кВт·ч), что в 2—5 раз больше удельного расхода теплоты на конденсационных турбоагрегатах. Низкая тепловая экономичность дополнительной выработки электроэнергии, получаемой за счет уменьшения тепловой нагрузки, объясняется тем, что мощность выработана в ступенях ЧНД паром с начальными параметрами отопительного отбора, т. е. с давлением 0,06—0,25 МПа. Малый изоэнтальпийный перепад (от давления в отопительном отборе до давления в конденсаторе) определяет также большой диапазон изменения $q_{\text{доп}}$ в зависимости от давления в отопительном отборе.

При высоких температурах наружного воздуха, когда давление в отборе мало, $q_{\text{доп}}$ достигает максимальных значений, с понижением температуры наружного воздуха или увеличением $\alpha_{\text{тэц}}$ давление в отборе возрастает и $q_{\text{доп}}$ уменьшается (рис. 2.18).

Тепловая экономичность дополнительной выработки электроэнергии при изменении дополнительной мощности от $N_{\text{доп}}(i)$ до $N_{\text{доп}}(i+1)$ характеризуется

$$q_{\text{доп}}^{\text{пр}} = \lim_{dN_{\text{доп}} \rightarrow 0} \frac{\Delta Q_{\text{от}}(i+1) - \Delta Q_{\text{от}}(i)}{N_{\text{доп}}(i+1) - N_{\text{доп}}(i)} = \frac{dQ_{\text{от}}}{dN_{\text{доп}}} \quad (2.59)$$

Зависимость $q_{\text{доп}}^{\text{пр}} = f(\Delta Q_{\text{от}}, t_{\text{н.в}}, \alpha_{\text{тэц}})$ приведена на рис. 2.18.

Для рассмотренных турбин на режимах без ЕПД численные значения $q_{\text{доп}}^{\text{пр}}$ на большей части режимов без ЕПД составляют 17 000—29 000 кДж/(кВт·ч). На режимах с ЕПД практически $q_{\text{доп}}^{\text{пр}}$ постоянно и равно 35 000—40 000 кДж/(кВт·ч). Указанный характер изменения $q_{\text{доп}}^{\text{пр}}$ на ре-

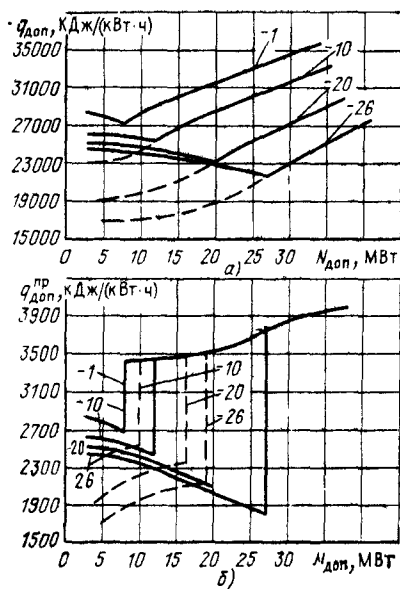


Рис. 2.18. Удельный расход теплоты на выработку дополнительной электроэнергии турбины Т-175/210-130 в зависимости от дополнительной мощности:

а — по формуле (2.56); б — по формуле (2.57).
— $W = \text{const}$; — $\tau = \text{const}$

жимах с ЕПД и без ЕПД соответствует рассмотренному ранее изменению величин $dN_{\text{вд}}/dQ_{\text{от}}$, $dN_{\text{по}}/dQ_{\text{от}}$, $dN_{\text{нд}}/dQ_{\text{от}}$, в частности, скачкообразное изменение численного значения $q_{\text{доп}}^{\text{пр}}$ при переходе от режимов без ЕПД к режимам с ЕПД обусловлено изменением знака зависимости $dN_{\text{вд}}/dQ_{\text{от}}$ в точке начала ЕПД.

Дополнительная мощность при отключении подогревателей высокого давления

При отключении ПВД и неизменном расходе свежего пара через ступени, расположенные после камеры отбора отключаемого подогревателя, проходит дополнительное количество пара. Этот пар вырабатывает дополнительную электроэнергию.

Отключение ПВД при неизменном расходе свежего пара изменяет условия работы основного оборудования электростанции: из-за снижения температуры питательной воды возрастает тепловая нагрузка котлов и снижается температура уходящих

газов; повышается давление в трубопроводах системы промежуточного перегрева пара и камерах отбора на ПВД; возрастают нагрузки на ступени турбины, расположенные после отбора, и изменяется осевое усилие; увеличиваются давления в подогревателях низкого давления и нагрузка сливных и конденсатных насосов и т.п.

Поэтому работа с отключенными ПВД возможна в том случае, если основное оборудование электростанции располагает необходимыми резервами и может работать в условиях требуемых перегрузок при небольших дополнительных затратах, или если оно спроектировано на условия работы с отключенными ПВД, или, наконец, если возможно изменение тепловой схемы электростанции, устраняющее перегрузку оборудования.

Для конденсационных турбин при отключении ПВД удельный расход теплоты на дополнительно выработанную электроэнергию выше, чем на номинальном режиме. Это определяется тем, что для дополнительного потока пара начальные параметры, равные параметрам в камере отбора на ПВД, всегда ниже, чем номинальные параметры свежего пара. Поэтому отключение ПВД на конденсационных электростанциях применяется в ограниченном объеме и в основном для покрытия пиковой нагрузки.

Отключение ПВД в теплофикационных турбинах значительно более эффективно, чем в конденсационных, так как одновременно с дополнительной электрической мощностью может быть получена и дополнительная тепловая нагрузка. при этом вся дополнительная мощность будет выработана на тепловом потреблении с удельным расходом топлива около $0,16 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$. Кроме того, в условиях ТЭЦ с поперечными связями возможно использование в ряде случаев имеющихся запасов по тепловой мощности котельной, например, в период ремонта турбин, что снижает необходимые дополнительные капитальные затраты на оборудование.

В связи с более высокой эффективностью отключение ПВД теплофикационных турбин оправдано в пределах более длительного периода, включая и полупиковую часть графика.

На ТЭЦ с теплофикационными турбинами на режимах с тепловой нагрузкой возможны следующие схемы использования пара отключаемых ПВД:

а) пар отключаемых ПВД направляется в отопительные отборы турбины без изменения тепловой нагрузки ТЭЦ. В этом случае расход сетевой воды остается неизменным ($\dot{W} = \text{const}$), а температура сетевой воды после сетевых подогревателей t_1 возрастает. Увеличение тепловой нагрузки турбины приводит к уменьшению нагрузки пиковой ступени подогрева;

б) пар отключаемых ПВД направляется в отопительные отборы турбины при одновременном увеличении тепловой нагрузки ТЭЦ за счет увеличения расхода сетевой воды. В этом случае температура сетевой воды t_1 остается неизменной ($t_1 = \text{const}$);

в) пар отключаемых ПВД может быть направлен в конденсатор при сохранении неизменной тепловой нагрузки турбины ($Q_{\text{от}} = \text{const}$). Такой режим может иметь место, например, в том случае, если пиковая ступень подогрева отключена, а увеличение тепловой нагрузки ТЭЦ не представляется возможным.

Для турбин типа ПТ возможно направление пара отключаемых ПВД в отопительный или в производственный отбор.

При работе теплофикационной турбины на конденсационном режиме (например, в неотапливаемый период) пар ПВД может быть направлен в конденсатор, в этом случае режим использования пара отключаемого ПВД идентичен аналогичному режиму конденсационной турбины.

Режим с отключенными ПВД характеризуется следующими основными параметрами: дополнительная электрическая мощность ΔN_e , дополнительная тепловая нагрузка турбины $\Delta Q_{\text{от}}$, удельный расход теплоты на

выработку дополнительной электроэнергии $q_{\text{доп}}$, увеличение тепловой нагрузки котла $\Delta Q_{\text{кот}}$, температура питательной воды $t_{\text{п.в}}$ или ее изменение $\Delta t_{\text{п.в}}$.

Приводимые ниже количественные данные относятся к турбине Т-175-130, конструкция которой предусматривает возможность работы с отключением ПВД. Рассматривались три режима работы: отключение одного ПВД № 7, отключение двух ПВД (ПВД № 6 и 7) и отключение всех трех ПВД.

Удельный расход теплоты на выработку дополнительной электроэнергии определяется тем дополнительным расходом теплоты, который затрачен на ее выработку,

$$q_{\text{доп}} = \frac{\Delta Q_{\text{тур}} - \Delta Q_{\text{от}}}{\Delta N_e} \quad (2.60)$$

Дополнительная мощность при отключении ПВД определяется, как изменение мощности турбины при неизменном расходе свежего пара. Наибольшая дополнительная мощность может быть получена на конденсационном режиме, когда пар отключаемого ПВД проходит через все ступени турбины.

Однако тепловая экономичность дополнительной мощности, полученной на конденсационном режиме, сравнительно низка. Численные значения дополнительной мощности и $q_{\text{доп}}$ при различных условиях использования пара отключаемых ПВД приведены в табл. 2.6.

Теплофикационный режим (т. е. режим с включенной тепловой нагрузкой) с пропуском пара отключенных ПВД в конденсатор отличается от аналогичного конденсационного режима тем, что при увеличении пропуска пара в ЧНД уменьшаются потери на дросселирование в регулирующих органах ЧНД. Поэтому приращение электрической мощности при отключении ПВД на рассматриваемом теплофикационном режиме больше, чем на конденсационном режиме. Соответственно выше и тепловая экономичность дополнительной мощности.

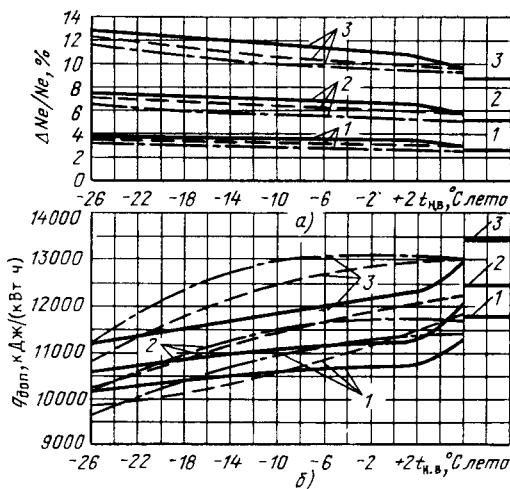


Рис. 2.19. Дополнительная мощность и удельный расход теплоты турбины Т-175/210-130 на теплофикационном режиме при пропуске пара отключенных ПВД в конденсатор в зависимости от температуры наружного воздуха:

а — дополнительная мощность; б — удельный расход теплоты. Число отключаемых ПВД: 1 — один (ПВД № 7); 2 — два (ПВД № 7 + ПВД № 6); 3 — три (ПВД № 7 + ПВД № 6 + ПВД № 5);
— $W = W_{\text{ном}}$; --- $W = 0,6 W_{\text{ном}}$

Экономичность дополнительной мощности на рассматриваемом режиме зависит от тепловой нагрузки турбины и температур прямой и обратной сетевой воды, которые в свою очередь определяются температурой наружного воздуха.

На рис. 2.19 приведены значения ΔN_e и $q_{\text{доп}}$ за годовой период на теплофикационном режиме $Q_{\text{от}} = \text{const}$ при пропуске пара отключенных ПВД в конденсатор. Предполагалась температурный график тепловых сетей 150/70 °С и климатические условия г. Москвы.

Наибольшая дополнительная мощность имеет место при максимальной температуре наружного воздуха, когда КПД предотборных ступеней минимален, а распределение нагрузки между сетевыми подогревателями наименее благоприятно. При повышении температуры наружного воздуха приращение мощности уменьшается, а на режимах с ЕПД ΔN_e и $q_{\text{доп}}$ те же, что и на чисто конденсационном режиме. Влияние расчетной

тепловой нагрузки в рассмотренном диапазоне (0,6—1,0 % номинальной) сравнительно невелико (рис. 2.19).

Удельный расход теплоты на выработку дополнительной электроэнергии при отключении ПВД на теплофикационном режиме и пропуске пара в конденсатор меньше, чем при отключении ПВД на конденсационном режиме (за исключением области режимов с ЕПД). Вместе с тем конденсационная выработка электроэнергии за счет отключения ПВД и для рассматриваемого теплофикационного режима менее экономична, чем конденсационная выработка при работе турбины с полностью включенной регенерацией.

Наиболее экономичная выработка дополнительной электроэнергии обеспечивается при пропуске пара отключаемых ПВД в отопительные отборы. На таком режиме вся дополнительная электроэнергия вырабатывается на тепловом потреблении с удельным расходом теплоты, равным

Таблица 2.6. Дополнительная

Наименование	Конденсационный режим		
	Пар поступает в конденсатор		
	Число отключаемых ПВД		
	1	2	3
Увеличение тепловой нагрузки котла, % номинальной	3,6	7,3	13,3
Дополнительная электрическая мощность, МВт	5,7	10,8	18,6
Дополнительная тепловая нагрузка турбины, ГДж/ч	—	—	—
Удельный расход теплоты на выработку дополнительной электроэнергии, кДж/(кВт·ч)	11 700	12 300	13 300

Примечание. Расход свежего пара

около 3700 кДж/(кВт·ч). Дополнительная мощность, однако, будет меньше, чем при пропуске пара в конденсатор, поскольку исключается выработка электроэнергии в последовательных ступенях.

На рис. 2.20 приведены данные по дополнительной мощности и дополнительной тепловой нагрузке турбины Т-175-130 при номинальном расходе свежего пара в зависимости от температуры наружного воздуха при отключении одного, двух и трех ПВД. Рассмотрены два варианта использования дополнительной тепловой нагрузки: с постоянным расходом сетевой воды ($W = \text{const}$) и постоянной температурой сетевой воды после сетевых подогревателей ($\tau_1 = \text{const}$).

Численные значения ΔN_e и $q_{\text{доп}}$ при номинальном расходе свежего пара на теплофикационном режиме приведены в табл. 2.6.

Режим работы $\tau_1 = \text{const}$ обеспечивает большую дополнительную мощность (соответственно меньшую дополнительную тепловую нагрузку), так как в этом случае давление в верхнем отопительном отборе остается практически неизменным, в то время как при $W = \text{const}$ давление в отбо-

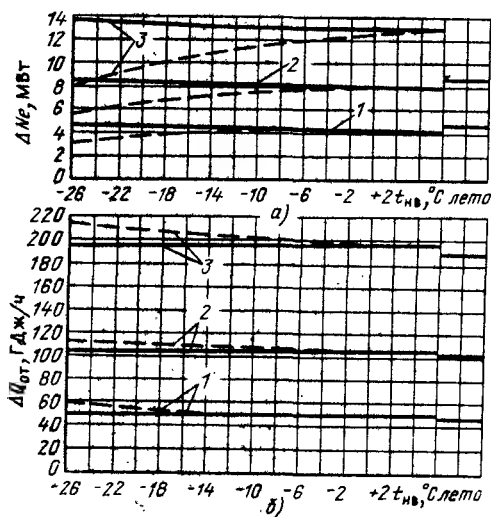


Рис. 2.20. Дополнительная электрическая мощность и тепловая нагрузка турбины Т-175/210-130 при пропуске пара отключенных ПВД в отопительные отборы в зависимости от температуры наружного воздуха:

а — дополнительная электрическая мощность; б — дополнительная тепловая нагрузка. Число отключенных ПВД: 1 — один (ПВД № 7); 2 — два (ПВД № 7 + ПВД № 6); 3 — три (ПВД № 7 + ПВД № 6 + ПВД № 5); — $\tau_1 = \text{const}$; — $W = \text{const}$

Теплофикационный режим								
Пар поступает в конденсатор, $Q_{от} = \text{const}$			Пар поступает в отопительные отборы, $\tau_1 = \text{const}$			Пар поступает в отопи- тельные отборы, $W = \text{const}$		
Число отключаемых ПВД								
1	2	3	1	2	3	1	2	3
3,6	7,3	13,3	3,6	7,3	13,3	3,6	7,3	13,3
5,6—6,5	11—13	18—22	4,2—4,6	8—8,5	13—14	3,2—4,6	5,8—8,5	8—14
—	—	—	4,9—5,1	10,0—10,5	19—20	4,9—5,4	10—11	19—21
10 000—11 700	10 500—12 400	11 200— 13 300	3700			3700		

745 т/ч.

ре возрастает. Удельные расходы теплоты для обоих вариантов $W = \text{const}$ и $\tau_1 = \text{const}$ практически одинаковы.

Высокая экономичность дополнительной выработки электроэнергии при пропуске пара отключаемых ПВД в отопительные отборы делает отключение ПВД в течение длительного периода эффективным, если технически оно может быть выполнено на существующем оборудовании ТЭЦ или при небольших дополнительных капиталовложениях.

Вместе с тем из приведенных материалов нельзя сделать вывод о целесообразности снижения в теплофикационных турбинах номинальной температуры питательной воды. Отключение ПВД и получение дополнительной электрической мощности и тепловой нагрузки оправдано только в том случае, если дополнительная мощность имеет меньшие удельные капиталовложения, чем основная мощность ТЭЦ.

При равных удельных капитальных затратах более эффективно выполнение теплофикационных турбин с номинальной температурой питательной воды, ибо при этом обеспечивается большая удельная выработка

электроэнергии на тепловом потреблении, что обеспечивает большую эффективность ТЭЦ.

При отключении ПВД из-за снижения температуры питательной воды возрастает тепловая нагрузка котла. Это увеличение не зависит от схемы использования пара отключаемых ПВД и приведено в табл. 2.5.

Кроме рассмотренного дискретного последовательного отключения ПВД, снижение температуры питательной воды может быть выполнено путем частичного обвода одновременно всех ПВД. Такая схема имеет некоторые эксплуатационные преимущества, но более низкую экономичность. При частичном обводе всех ПВД дополнительная мощность сравнительно с последовательным отключением одного или двух ПВД меньше в пределах от 8 до 15 %.

Для турбин типов Т и ПТ с теми же начальными параметрами пара, что и турбина Т-175-130, относительные (в долях от номинальной) величины дополнительной мощности и ее тепловая экономичность находятся на том же уровне, что и приведенные в табл. 2.6 и на рис. 2.19 и 2.20 данные по турбине Т-175-130.

При повышении начальных параметров эффективность отключения ПВД возрастает. Так, например, для турбины Т-250/300-240 при отключении одного ПВД № 7 и направлении пара в отопительные отборы возможная дополнительная мощность составляет 5,5—7,5 МВт, дополнительная тепловая нагрузка 70—75 ГДж/ч.

При направлении пара отключаемого ПВД в конденсатор (без изменения тепловой нагрузки) дополнительная мощность составляет 9—10,5 МВт. Удельный расход теплоты на выработку дополнительной электроэнергии на этом режиме 9000—10 700 ГДж/(кВт · ч).

Приведенные данные характеризуют только теоретическую возмож-

ность теплофикационных блоков на сверхкритические параметры, так как блок с турбиной Т-250-240 спроектирован без учета возможности отключения ПВД при сохранении номинального расхода свежего пара. Турбины Т-100-130 и ПТ-135-130 также спроектированы без учета отключения ПВД.

Учитывая, однако, высокую теоретическую эффективность отключения ПВД в теплофикационных турбинах, целесообразно рассмотреть возможность частичного отключения ПВД для блоков Т-250-240 и турбин Т-100-130, ПТ-135-130 для конкретных ТЭЦ с учетом установленного оборудования и необходимых дополнительных затрат.

Глава третья

ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ОТБОРЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

3.1. Отопительная нагрузка ТЭЦ

Максимальная эффективность комбинированной выработки электрической и тепловой энергии может быть достигнута в том случае, если оборудование ТЭЦ спроектировано с учетом режимов использования тепловой нагрузки потребителями. Рассмотрим некоторые основные понятия, относящиеся к отопительной нагрузке ТЭЦ. Подробно эти вопросы рассмотрены в [55].

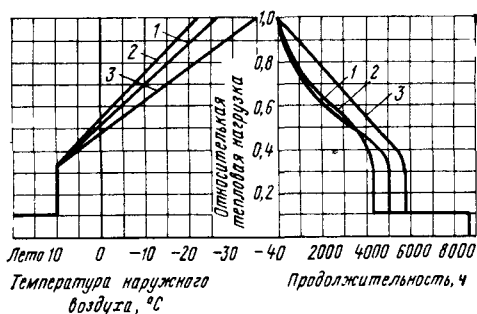


Рис. 3.1. Величина и продолжительность тепловой нагрузки различных климатических районов при средней нагрузке горячего водоснабжения, равной 15 %:

1 — Харьков; 2 — Москва; 3 — Иркутск

Тепловая отопительная нагрузка включает расход теплоты на отопление, вентиляцию жилых, промышленных и общественных зданий и на горячее водоснабжение. Тепловая нагрузка изменяется в зависимости от температуры наружного воздуха. На рис. 3.1 приведены расчетные зависимости тепловой нагрузки. Максимальный отпуск теплоты имеет место при так называемой минимальной расчетной температуре наружного воздуха, численное значение последней определяется климатическими условиями (например, для г. Москвы она равна -26°C). Расход теплоты на отопление и вентиляцию с повышением температуры наружного воздуха уменьшается, и при температуре $+8^{\circ}\text{C}$ отопление выключается. Средняя нагрузка горячего водоснабжения в пределах отопительного периода остается постоянной при относительно больших суточных и недельных колебаниях. В летний период сохраняется только нагрузка горячего водоснабжения, которая составляет в среднем около 2/3 от ее величины в зимний период.

На рис. 3.1 показано изменение

тепловой нагрузки по продолжительности. Нагрузка, близкая к максимальной, кратковременна, поскольку длительность периода с наиболее низкой температурой наружного воздуха сравнительно невелика.

В качестве теплоносителя для отопления в Советском Союзе принята горячая вода. Тепловая нагрузка ТЭЦ и параметры сетевой воды связаны уравнением

$$Q_{от}^{ТЭЦ} = Wc (\tau_{пр} - \tau_{об}), \quad (3.1)$$

где $Q_{от}^{ТЭЦ}$ — тепловая нагрузка ТЭЦ; W, c — расход и теплоемкость сетевой воды; $\tau_{пр}, \tau_{об}$ — температуры прямой (в подающей магистрали) и обратной (в обратной магистрали) сетевой воды.

Регулирование отпуска теплоты в соответствии с изменением температуры наружного воздуха осуществляется изменением температуры прямой сетевой воды. Такой способ регулирования называется качественным. В отдельных случаях или на отдельных режимах применяется количественное регулирование отпуска теплоты от ТЭЦ — изменением количества сетевой воды, а также смешанное — качественно-количественное.

Изменение температур прямой и обратной сетевой воды в зависимости от температуры наружного воздуха называется температурным графиком. Температурному графику соответствует определенный закон изменения расхода сетевой воды в прямой и обратной магистрали.

Максимальная температура прямой сетевой воды определяется на основании технико-экономических исследований. С увеличением этой температуры уменьшается стоимость тепловых сетей, так как при неизменной тепловой нагрузке уменьшаются расход сетевой воды и соответственно диаметры трубопроводов. Одновременно увеличивается расход топлива на ТЭЦ, поскольку возрастает давление отбираемого пара и, следовательно, уменьшается выработка

электроэнергии на тепловом потреблении.

В настоящее время для ТЭЦ органического топлива наиболее распространенным является температурный график с максимальной температурой 150°C , так называемый график $150/70^\circ\text{C}$. Температурные графики с более высокими максимальными температурами имеют преимущество при транспортировке теплоты на большие расстояния.

Характер изменения температур в пределах рассматриваемого температурного графика определяется системой горячего водоснабжения, схемой абонентского ввода и долей горячего водоснабжения в общей тепловой нагрузке. Применяются закрытые и открытые системы горячего водоснабжения (теплоснабжения).

В закрытой системе для бытового теплопотребления используется водопроводная вода, подогреваемая до нужной температуры водой отопительной системы в местных вододяных теплообменниках. Сетевая вода полностью, за исключением сравнительно малых утечек, возвращается на ТЭЦ. В открытой системе вода для бытового потребления забирается непосредственно из отопительной системы, требуемая температура достигается смешением горячей и охлажденной воды из прямой и обратной магистралей. Поскольку часть сетевой воды разбирается для горячего водоснабжения, ее возмещает подпиточная вода, приготавливаемая на ТЭЦ. Система очистки, подогрева и деаэрации подпиточной воды входит в общую систему подогрева сетевой воды на ТЭЦ.

Температурные графики едины для всех климатических зон, что позволяет, в частности, применять теплофикационные турбины одинаковой конструкции для ТЭЦ, расположенных в разных районах страны, при сохранении высокой эффективности использования отопительных отборов турбины, но с разным числом часов работы турбины с полной тепловой нагрузкой.

На рис. 3.2 приведен расчетный температурный график 150/70 °С, построенный для климатических условий г. Москвы, закрытой системы теплоснабжения и зимней средненедельной нагрузки горячего водоснабжения, равной 20% суммарного максимума тепловой нагрузки.

В эксплуатации, однако, имеют место отступления, обусловленные местными условиями, от расчетных температурных графиков, относящихся к средним условиям теплопотребления. Характерными отличиями от расчетных графиков являются, например, суточные колебания температуры обратной сетевой воды, вызванные изменением нагрузки горячего водоснабжения. Так, например, при изменении последней от расчетной 20 % до нуля температура обратной сетевой воды при минимальной расчетной температуре наружного воздуха изменяется от 50 до 70 °С.

Для покрытия тепловой нагрузки ТЭЦ используется пар отопительного отбора турбины. Как видно из рис. 3.1, график теплового потребления по продолжительности имеет пиковый характер. Большая равномерность загрузки отопительного отбора турбины обеспечивается в том случае, если отбор используется для покрытия только основной части гра-

фика, а пиковая его часть покрывается водогрейными пиковыми котлами или пиковым сетевым подогревателем, питаемым паром производственного отбора.

Отношение нагрузки отопительных отборов турбин к общей тепловой нагрузке ТЭЦ при минимальной расчетной температуре наружного воздуха называется коэффициентом теплофикации $\alpha_{тэц}$. Оптимальное значение $\alpha_{тэц}$ устанавливается технико-экономическими расчетами. Расчетный режим турбин типов Т и ПТ на начальное давление 12,8 и 23,5 МПа выбран исходя из $\alpha_{тэц} = 0,5$.

Температурный график тепловой сети и принятый коэффициент теплофикации определяют температуру воды τ_1 за основными сетевыми подогревателями, питающимися паром из отопительных отборов турбины. При минимальной температуре наружного воздуха значение τ_1 следует непосредственно из определения $\alpha_{тэц}$:

$$\tau_1 = \tau_{об} + (\tau_{тр} - \tau_{об}) \alpha_{тэц}.$$

Для любой температуры наружного воздуха

$$\tau_1 = \tau_{об} + \frac{Q_{от}}{W_c}.$$

Для той части отопительного периода, когда пиковый котел выключен и вся тепловая нагрузка покрывается отопительными отборами турбины,

$$\tau_1 = \tau_{тр}.$$

На рис. 3.2 приведена зависимость $\tau_1 = f(t_{н.в.})$ для температурного графика 150/70 °С при $\alpha_{тэц} = 0,5$.

Для того, чтобы получить в основных сетевых подогревателях требуемую температуру воды $\tau_1 = f(t_{н.в.})$, давление в камере регулируемого отбора — p_T должно быть равно или выше определяемого по формуле

$$p_T = p_{нас} + \Delta p_{тр}, \quad (3.2)$$

где $p_{тр}$ — потери давления в трубопроводе отбора; $p_{нас}$ — давление в сетевом подогревателе, соответствующее температуре насыщения, равной $t_{нас} = \tau_1 + \delta t$, где δt — недогрев в сетевом подогревателе.

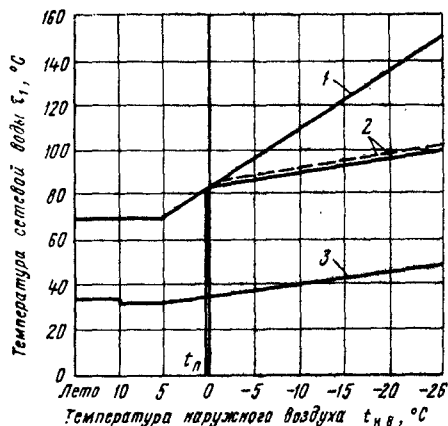


Рис. 3.2. Температурный график тепловых сетей:

1 — $\tau_{тр}$; 2 — τ_1 ; 3 — $\tau_{об}$; — — — при использовании теплоты пара, поступающего в конденсатор

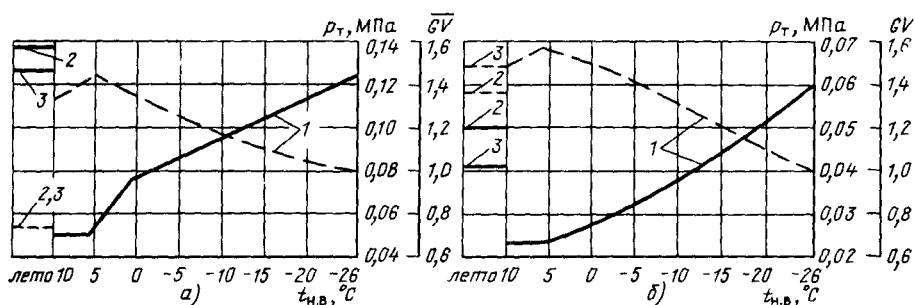


Рис. 3.3. Изменение давления в камерах отопительных отборов и относительное изменение объемных расходов пара $\overline{GV}$ на выходе из предотборной ступени за годовой период:

σ — верхний отопительный отбор; δ — нижний отопительный отбор; — — — — давление в камере отбора; — — — — относительный объемный расход пара $\overline{GV}$; 1 — отопительный период; 2 — летний период с нагрузкой горячего водоснабжения ($N_e = 0,8 N_e^H$); 3 — конденсационный режим ($N_e = 0,8 N_e^H$)

Зависимость $p_t = f(t_{н.в})$, рассчитанная по формуле (3.2), приведена на рис. 3.3, а, недогрев сетевой воды и потери давления приняты по расчетным данным, зависимость $\tau_1 = f(t_{н.в})$ — согласно рис. 3.2.

Из рассмотрения рис. 3.2 и 3.3 следует, что для средних условий работы тепловых сетей в летний период и на большей части отопительного периода давление в регулируемом отборе может поддерживаться ниже 0,12 МПа, а нагрев воды в сетевых подогревателях происходит при достаточно устойчивой разности температур, равной 40—50 °С, что позволяет выполнить эффективный ступенчатый подогрев сетевой воды.

Снижение давления отбираемого пара до минимального, требуемого по условиям работы тепловых сетей, организация ступенчатого подогрева сетевой воды, уменьшение потерь давления в трубопроводах и недогрева в сетевых подогревателях позволяет снизить температурный уровень отвода теплоты из цикла и тем самым повысить экономичность теплофикационных турбин [12, 22, 49]. Эффективность таких решений рассматривается в § 3.2 и 3.3. В турбинах с регулируемым отбором пара повышение экономичности может быть достигнуто при использовании теплоты пара, поступающего в конденсатор [14], эффективность такого решения рассматривается в § 3.4.

При работе турбины со ступенчатым подогревом сетевой воды и поддержанием давления в регулируемом отборе в соответствии с зависимостью $\tau_1 = f(t_{н.в})$ ступени турбины, предшествующие верхнему и нижнему отопительным отборам пара, работают в переменном режиме, который характеризуется изменением объемного расхода пара и давления за ступенями.

На рис. 3.3 приведены расчетные зависимости изменения объемного расхода пара и противодавления для предотборных ступеней при работе турбины с двухступенчатым подогревом сетевой воды и номинальной тепловой нагрузкой в отопительный период, с нагрузкой горячего водоснабжения и одноступенчатым подогревом сетевой воды в летний период, а также на конденсационном режиме. Зависимости на рис. 3.3 отвечают расчетным условиям работы тепловых сетей согласно рис. 3.2.

Как видно из рис. 3.3, при $\alpha_{тэс} = 0,5$ давление в верхнем регулируемом отопительном отборе за отопительный период изменяется в пределах 0,05—0,13 МПа, а в нижнем нерегулируемом отборе — в пределах 0,02—0,06 МПа. При работе турбины в условиях увеличенного коэффициента теплофикации верхний предел изменения давления возрастает до 0,25 МПа в верхнем и до 0,2 МПа — в нижнем отборах.

Одновременно с изменением давления в отборе происходит перераспределение тепловой нагрузки по сетевым подогревателям и соответственно изменяются массовый и объемный расходы пара через предотборные ступени, что приводит к изменению u/c_0 и КПД, а также к изменению напряжений в лопаточном аппарате. Нарушение оптимального распределения тепловой нагрузки снижает эффективность ступенчатого подогрева сетевой воды.

Учитывая переменный характер работы большой группы предотборных ступеней, выбор проточной части турбины следует осуществлять так, чтобы обеспечить максимальную тепловую экономичность турбоагрегата за годовой период и близкую к теоретически возможной эффективность ступенчатого подогрева сетевой воды. Переменные режимы работы турбины, в том числе возможные режимы работы в условиях, отличающихся от расчетных по $\alpha_{тэц}$, по тепловой нагрузке и нагрузке горячего водоснабжения должны быть учтены при разработке тепловой схемы, системы регулирования турбины, расчетах прочности облопачивания.

Турбины группы 50—100 МВт, а также последующие турбины большой мощности выполнены с учетом основных особенностей совместной работы с тепловыми сетями.

3.2. Ступенчатый подогрев сетевой воды

При ступенчатом подогреве общий нагрев сетевой воды осуществляется в нескольких последовательных ступенях паром, отбираемым из турбины. Давление отбираемого пара определяется температурой воды на выходе из каждой ступени. Пар, отбираемый на первые по ходу воды ступени, имеет более низкое давление, что обеспечивает дополнительную выработку электроэнергии по сравнению с одноступенчатым подогревом, когда весь пар отбирается при давлении, определяемом конечной температурой подогрева сетевой воды.

Целью ступенчатого подогрева является дополнительная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, поэтому в дальнейшем в качестве ступени рассматриваются только такие теплообменники, которые обеспечивают дополнительную выработку электроэнергии. В этом смысле не является ступенью сетевой подогреватель, питающий редуцированным свежим паром, или пиковый водогрейный котел. Использование пиковой ступени подогрева сетевой воды, как известно [55], повышает эффективность ТЭЦ, но это повышение достигается иными путями.

Ступенчатый подогрев сетевой воды аналогичен ступенчатому подогреву питательной воды, реализуемому регенеративной системой. Отличия состоят в том, что нагрев сетевой воды в сетевых подогревателях невелик и составляет в среднем 40—50 °С вместо 150—250 °С в системе регенерации и что для подогрева сетевой воды используется до 70—80 % расхода свежего пара на турбоустановку, в то время как для целей регенерации только до 20—30 %. Указанные отличия определяют большие трудности конструктивного выполнения, а также большее влияние оптимизации ступенчатого подогрева сетевой воды на тепловую экономичность турбоагрегата сравнительно с регенеративным подогревом питательной воды.

Рассмотрим эффективность ступенчатого подогрева сетевой воды применительно к типовой схеме современных теплофикационных турбоустановок (рис. 3.4), которая имеет следующие особенности: сетевые подогреватели (бойлеры) питаются паром из отборов одной турбины, регулирующие клапаны на трубопроводах отбора отсутствуют, расход сетевой воды через все ступени подогрева одинаков, конденсат сетевых подогревателей из каждой ступени подогрева насосами подается в линию регенеративного подогрева питательной воды турбины.

Предполагаем, что при равной температуре подогрева сетевой воды давление в последнем по ходу воды от-

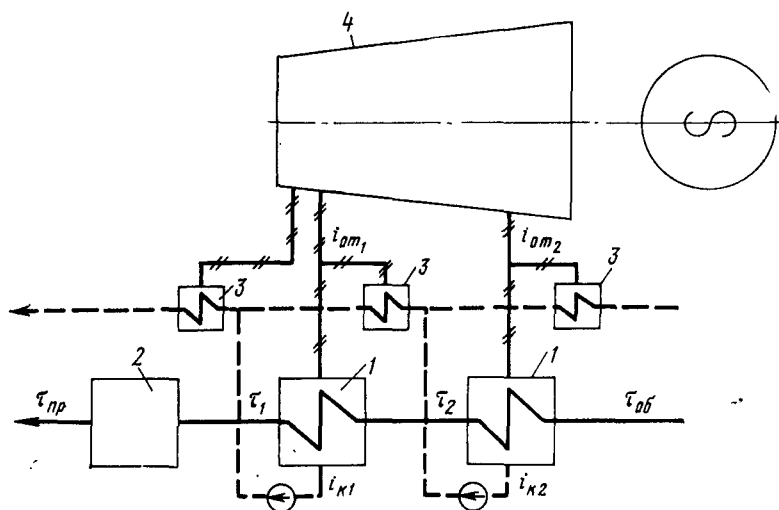


Рис. 3.4. Принципиальная схема ступенчатого подогрева сетевой воды:
 — сетевая вода; — — — конденсат; —//—//— отбор пара; 1 — сетевые подогреватели; 2 — пиковый котел; 3 — регенеративные подогреватели; 4 — турбина

боре при многоступенчатом подогреве равно давлению в отборе при одноступенчатом подогреве и что конденсационный расход пара равен нулю. Принимаем в соответствии с рис. 3.4, что подогрев конденсата сетевого подогревателя нижней ступени в регенеративном подогревателе осуществляется паром из отбора на сетевой подогреватель верхней ступени до температуры конденсата греющего пара.

Эффективность многоступенчатого подогрева определяется сравнительно с одноступенчатым при условии, что остаются неизменными тепловая нагрузка, расход сетевой воды, температуры прямой и обратной сетевой воды. В качестве показателя, характеризующего эффективность ступенчатого подогрева, принята дополнительная выработка электроэнергии на тепловом потреблении $\Delta \mathcal{E}$. Связь между величиной $\Delta \mathcal{E}$ и более общим показателем повышения экономичности теплофикации — относительной экономией теплоты ϵ определяется зависимостью (2.9).

Дополнительная мощность, развиваемая при двухступенчатом подогреве (сравнительно с одноступен-

чатым) потоком пара, поступающим в нижний отопительный отбор.

$$\Delta N_2 = \frac{G_{B2} (i_{от1} - i_{от2})}{3600} \eta_{ГМ}, \quad (3.3)$$

где G_{B2} — отбор пара на сетевой подогреватель верхней (второй) ступени (нумерация теплообменников выполняется по ходу воды, нумерация отборов — по ходу пара).

При последующем нагреве в ПНД энтальпия конденсата сетевого подогревателя повышается с $i_{н2}$ до $i_{н1}$, на что требуется затрата теплоты, равная

$$\Delta Q_1 = G_{B2} (i_{н1} - i_{н2}), \quad (3.4)$$

в виде дополнительного, сверх требуемого для подогрева сетевой воды, отбора пара из верхнего отопительного отбора. Паром дополнительного отбора вырабатывается мощность

$$\Delta N_1 = \mathcal{E}_1 \Delta Q_1, \quad (3.5)$$

где $\mathcal{E}_1$ — удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении при одноступенчатом подогреве.

Таким образом, при переходе от одноступенчатого к двухступенчатому подогреву при неизменной тепловой

нагрузке обеспечивается дополнительная мощность

$$\Delta N = \Delta N_1 + \Delta N_2,$$

и дополнительная удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении $\Delta \mathcal{E}_2 = \Delta N Q_{от}$. На основании зависимостей (3.3)–(3.5)

$$\Delta \mathcal{E}_2 = \frac{G_{Б2}}{3600 Q_{от}} [(i_{от1} - i_{от2}) \eta_{гм} + 3600 \mathcal{E}_1 (i_{н1} - i_{н2})]. \quad (3.6)$$

Обозначим: $r = i_{от2} - i_{н2}$; $\Delta i = i_{от1} - i_{от2}$; $\Delta i_n = i_{н1} - i_{н2}$;

$$\alpha = \frac{\tau_2 - \tau_{об}}{\tau_1 - \tau_{об}} = \frac{\Delta \tau_2}{\Delta \tau_0}; \quad (3.6a)$$

учитывая, что

$$Q_{от} = Wc (\tau_1 - \tau_{об}), \quad G_{Б2} (i_{от2} - i_{н2}) = Wc (\tau_2 - \tau_{об}),$$

зависимость (3.6) можно записать в следующем виде:

$$\Delta \mathcal{E}_2 = \frac{\eta_{гм} + 3600 \mathcal{E}_1 \frac{\Delta i_n}{\Delta i}}{3600r} \Delta i \alpha. \quad (3.7)$$

Определим распределение нагрузок по ступеням, при котором $\Delta \mathcal{E}_2$ достигает максимальной величины.

Как показано в [12], для процесса с постоянным КПД при изменении давления в отборе $k = \Delta i / \Delta i_n$ (где Δi — разность энтальпий пара при изменении давления; Δi_n — разность энтальпий конденсата при температуре насыщения для этого же изменения давления в отборе) изменяется незначительно и в области давлений,

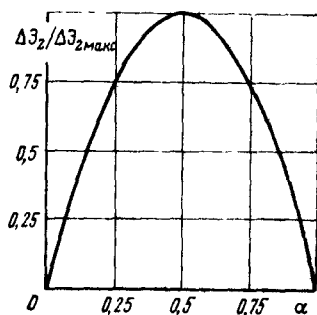


Рис. 3.5. Зависимость $\Delta \mathcal{E}_2 / \Delta \mathcal{E}_{2макс}$ от относительной нагрузки на нижнюю ступень подогрева сетевой воды

характерных для отопительного отбора, с достаточной для практических целей точностью может рассматриваться как постоянная.

Если предположить, что КПД ступеней, предшествующих отбору на нижний сетевой подогреватель, не зависит от α , что суммарный недогрев δT (понимая под δT разность температуры насыщения при давлении в камере отбора и температуры воды на выходе из теплообменника) не зависит от α и одинаков для первой и второй ступеней подогрева — $\delta T_1 = \delta T_2$, то зависимость $\Delta i = f(\alpha)$ линейна и выражается уравнением

$$\Delta i = k \Delta \tau_0 (1 - \alpha). \quad (3.8)$$

В окончательном виде

$$\Delta \mathcal{E}_2 = A_1 \Delta \tau_0 \alpha (1 - \alpha), \quad (3.9)$$

$$\text{где } A_1 = \frac{k \eta_{гм} + 3600 \mathcal{E}_1}{3600r}.$$

При изменении давления в нижнем отопительном отборе A_1 остается практически постоянной.

Оптимальное распределение нагрузок по ступеням определяется из условия $d(\Delta \mathcal{E}_2)/d\alpha = 0$. Решая уравнение (3.9) с учетом постоянства A_1 , получаем $\alpha_{опт} = 0,5$. Следовательно, при двухступенчатом подогреве сетевой воды по схеме рис. 3.4 и указанных выше дополнительных условий оптимальным является равное повышение энтальпии воды в обеих ступенях подогрева.

Максимальная дополнительная удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении при двухступенчатом подогреве имеет место при $\alpha = \alpha_{опт}$ и определяется из формулы (3.9)

$$\Delta \mathcal{E}_{2макс} = 0,25 A_1 \Delta \tau_0. \quad (3.10)$$

Зависимость $\Delta \mathcal{E}_2 / \Delta \mathcal{E}_{2макс} = f(\alpha)$ приведена на рис. 3.5. При малых отличиях α от $\alpha_{опт}$ $\Delta \mathcal{E}_2$ близко к $\Delta \mathcal{E}_{2макс}$. Уменьшение $\Delta \mathcal{E}_2$ по сравнению с его максимальным значением более чем на 4 % имеет место при α , отличающемся от $\alpha_{опт}$ более чем на 20 %.

При трехступенчатом подогреве сетевой воды по схеме, аналогичной

приведенной на рис. 3.4, и исходя из тех же допущений, что и при двухступенчатом подогреве, можно получить следующие конечные выражения для трехступенчатого подогрева:

$$\Delta\mathcal{E}_3 = \frac{1}{3600Q_{от}} [G_{БЗ} (i_{от1} - i_{от3}) \eta_{г.м} + \\ + 3600\mathcal{E}_2 G_{БЗ} (i_{н2} - i_{н3}) + \\ + G_{Б2} (i_{от1} - i_{от2}) \eta_{г.м} + \\ + 3600\mathcal{E}_1 (G_{Б2} + G_{БЗ}) (i_{н1} - i_{н2})]; \quad (3.11)$$

приближенное оптимальное распределение нагрузки по ступеням подогрева:

$$\left(\frac{\Delta\tau_1}{\Delta\tau_0} \right)_{опт} = \left(\frac{\Delta\tau_2}{\Delta\tau_0} \right)_{опт} = \\ = \left(\frac{\Delta\tau_3}{\Delta\tau_0} \right)_{опт} = \frac{1}{3}; \quad (3.12)$$

максимальная $\Delta\mathcal{E}_3$ при оптимальном распределении тепловой нагрузки по ступеням:

$$\Delta\mathcal{E}_{3\max} = 0,34A_1 \Delta\tau_0. \quad (3.13)$$

Для общего случая z -ступенчатого подогрева

$$\Delta\mathcal{E}_{z\max} = 0,5A_1 \Delta\tau_0 \frac{z-1}{z}. \quad (3.14)$$

Зависимость $\Delta\mathcal{E}_{z\max}/\Delta\mathcal{E}_{2\max} = f(z)$, характеризующая влияние числа ступеней, приведена на рис. 3.6.

Как следует из зависимости (3.14), при неограниченном числе ступеней сравнительно с двухступенчатым подогревом возможно удвоение максимальной дополнительной выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Влияние конструктивных и режимных факторов рассматривается применительно к принятому в современных турбинах двухступенчатому подогреву сетевой воды. На эффективность ступенчатого подогрева влияют следующие конструктивные факторы:

конструкция поточной части в той мере, в какой она определяет КПД ступеней, расположенных между отопительными отборами, и распределение нагрузок по ступеням подогрева на расчетном и переменном режимах;

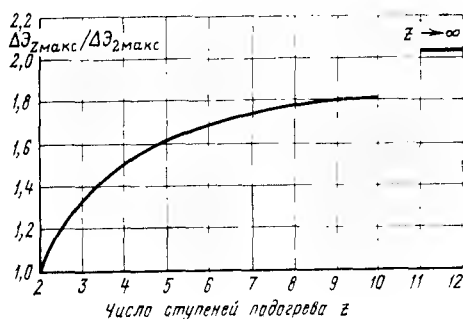


Рис. 3.6. Зависимость $\frac{\Delta\mathcal{E}_{z\max}}{\Delta\mathcal{E}_{2\max}}$ от числа ступеней подогрева сетевой воды

конструкция установки сетевых подогревателей (сокращенно — бойлерной), включая трубопроводы отборов пара и подогреватели сетевой воды, определяющие суммарный недогрев δT .

На режимах с пониженным КПД ступеней, расположенных между отборами ($\eta_{oi} < \eta_{oi}^{\max}$), и неоптимальным значением α будет иметь место уменьшение дополнительной удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении сравнительно с максимальной, вычисляемой по уравнению (3.10). Уменьшение дополнительной удельной выработки определяется зависимостью

$$\Delta\mathcal{E}'_2 = A_1 \Delta\tau_0 \times \\ \times \left[0,25 - \alpha (1 - \alpha) \frac{\eta_{oi}}{\eta_{oi}^{\max}} \right]. \quad (3.15)$$

В зависимости от принятой конструкции и размеров трубопроводов отопительных отборов и подогревателей сетевой воды суммарные недогревы в первой и второй ступенях — δT_1 и δT_2 — могут быть различными, а суммарный недогрев в турбине с одноступенчатым подогревом $\delta T_{одн}$ может отличаться от недогрева в первой ступени δT_1 в турбине с двухступенчатым подогревом, в то время как формулы (3.6) и (3.10) получены при условии, что $\delta T_1 = \delta T_2 = \delta T_{одн}$.

Изменение дополнительной удельной выработки электроэнергии при $\delta T_1 \neq \delta T_2$

$$\Delta\mathcal{E}'_2 = A_1 (\delta T_2 - \delta T_1) \frac{\Delta\tau_1}{\Delta\tau_0}, \quad (3.16)$$

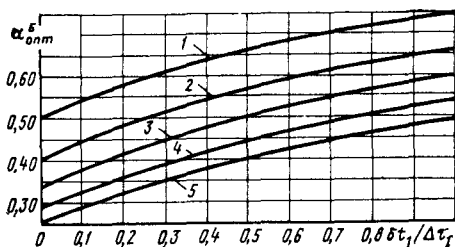


Рис. 3.7. Зависимость оптимального распределения тепловой нагрузки по ступеням подогрева сетевой воды от относительных величин суммарного недогрева в каждой ступени:

$\delta T_2/\Delta T_2$ равно: 1 — 0, 2 — 0,25; 3 — 0,5; 4 — 0,75; 5 — 1,0

а при $\delta T_1 \neq \delta T_{\text{одн}}$ изменение дополнительной удельной выработки определяется зависимостью

$$\Delta \mathcal{E}_2'' = A_1 (\delta T_1 - \delta T_{\text{одн}}). \quad (3.17)$$

При переходе к двухступенчатому подогреву экономически обосновано увеличение поверхности нагрева сетевых подогревателей [11]. Такое увеличение предусмотрено в современных теплофикационных турбинах, при этом δT_1 близко к $\delta T_{\text{одн}}$.

Таким образом, дополнительная удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении при двухступенчатом подогреве с учетом основных конструктивных факторов приближенно определяется

$$\Delta \mathcal{E}_2^{\Phi} = \Delta \mathcal{E}_{2\text{макс}} - \Delta \mathcal{E}_2' - \Delta \mathcal{E}_2'' - \Delta \mathcal{E}_2''' \quad (3.18)$$

где $\Delta \mathcal{E}_{2\text{макс}}$, $\Delta \mathcal{E}_2'$, $\Delta \mathcal{E}_2''$, $\Delta \mathcal{E}_2'''$ определяются уравнениями (3.10), (3.15) — (3.17).

Влияние бойлерной сказывается не только на эффективности ступенчатого подогрева сетевой воды, но и на оптимальном распределении нагрузки по ступеням. Для двухступенчатого подогрева оптимальное распределение нагрузки по ступеням с учетом суммарных недогревов по каждой ступени определяется формулой

$$\alpha_{\text{опт}}^B = 0,5 \frac{1 + 2\delta T_1/\Delta T_1}{1 + \frac{\delta T_1}{\Delta T_1} + \frac{\delta T_2}{\Delta T_2}} \quad (3.19)$$

Зависимость $\alpha_{\text{опт}}^B = f\left(\frac{\delta T_1}{\Delta T_1}, \frac{\delta T_2}{\Delta T_2}\right)$ приведена на рис. 3.7.

Влияние режима работы турбоагрегата частично учтено приведенными выше зависимостями, поскольку значения $Q_{\text{от}}$, ΔT_0 , $\mathcal{E}$ определяются тепловой нагрузкой турбины и режимом работы тепловых сетей, а также климатическими условиями района. Дополнительно должно быть рассмотрено влияние имеющегося в турбине при работе по электрическому графику конденсационного потока, так как приведенные ранее зависимости предполагали, что он равен нулю.

Считая, что конденсационный расход через ступени, расположенные между двумя отопительными отборами, равен расходу пара в ЧНД, можно приближенно определить дополнительную мощность конденсационного потока при двухступенчатом подогреве сравнительно с одноступенчатым

$$\Delta N_K = \frac{G_{\text{НД}} \Delta i_{\text{гсм}} \gamma}{3600}, \quad (3.20)$$

где $\gamma = \frac{\Delta i - \Delta h_{\text{НД}}}{\Delta i}$; Δi , $\Delta h_{\text{НД}}$ — изменение использованного перепада, соответственно в ступенях, предшествующих нижнему отбору, и в ступенях ЧНД при переходе от одноступенчатому подогреву.

Дополнительная мощность конденсационного потока обеспечивается при неизменном расходе топлива на турбину, поэтому при ее суммировании с дополнительной теплофикационной мощностью, получаемой при ступенчатом подогреве, на которую требуется удельный расход топлива, равный b_T , должен быть введен коэффициент $\beta = b_K/(b_K - b_T)$, где b_K , b_T — удельные расходы топлива по конденсационному и теплофикационному циклам. Приведенное с учетом суммарного повышения эффективности конденсационного и теплофикационного потоков оптимальное распределение нагрузки по ступеням при работе по электрическому графику

при равных суммарных недогревах ($\delta T_1 = \delta T_2 = \delta T_{\text{одн}}$) равно

$$\alpha_{\text{опт}} = 0,5 \left(1 - A_2 \beta \gamma \frac{G_{\text{нд}}}{G_{\text{от}}} \right), \quad (3.21)$$

где

$$A_2 = \frac{k \eta_{\text{гм}}}{k \eta_{\text{гм}} + \vartheta_1}. \quad (3.22)$$

Зависимость $\alpha_{\text{опт}} = f(\beta \gamma, G_{\text{нд}}/G_{\text{от}})$ приведена на рис. 3.8.

Как следует из рис. 3.8, при наличии конденсационного расхода в случае, если $\gamma > 0$, нагрузку на нижний сетевой подогреватель целесообразно уменьшить. При относительно большом конденсационном расходе оптимальное распределение тепловой нагрузки по ступеням отвечает режиму с полностью открытыми регулирующими клапанами ЧНД.

Условие $\gamma > 0$ выполняется тогда, когда при снижении давления в нижней камере отбора увеличение использованного перепада в предотборной части турбины численно больше, чем уменьшение использованного перепада в ЧНД.

Такое положение имеет место на режимах с частично закрытой регулирующей диафрагмой ЧНД, когда снижение давления в нижней камере отбора, имеющее место при уменьшении нагрузки на первую ступень, приводит к увеличению степени открытия регулирующей диафрагмы ЧНД. При этом использованный перепад в предотборной части возрастает на Δi , пропорциональное изменению давления в отборе, в то время как $\Delta h_{\text{нд}}$ для дроссельной поворотной диафрагмы близко к нулю.

На режимах, когда регулирующая диафрагма ЧНД полностью открыта, при снижении давления в нижнем отопительном отборе $\Delta i = \Delta h_{\text{нд}}$ и, следовательно, $\gamma = 0$, поэтому на таких режимах, как видно из рис. 3.8, оптимальным является равное распределение тепловой нагрузки между верхней и нижней ступенями подогрева.

Для турбин типа Т конденсационный расход пара в пределах отопи-

тельного периода ограничен по продолжительности (см. рис. 3.2), поэтому оптимальным является такое распределение нагрузки между ступенями подогрева, чтобы на основной части режимов, когда $G_{\text{нд}} = 0$, оно было равным, а на режимах, когда $G_{\text{нд}} > 0$, и регулирующая диафрагма ЧНД частично открыта, нижняя ступень подогрева имела большую тепловую нагрузку.

Приведенные выше зависимости определяют дополнительную удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении на одном любом режиме.

Эффективность ступенчатого подогрева сетевой воды в эксплуатационных условиях характеризуется суммарной за годовой период дополнительной выработкой электроэнергии на тепловом потреблении

$$\Delta \mathcal{E}_{\text{сум}} = \int_0^{n_0} \Delta \mathcal{E}_{Q_{\text{от}}} dn, \quad (3.23)$$

где n_0 — число часов работы со ступенчатым подогревом воды.

Если в отопительный период турбина работает по тепловому графику, т. е. с минимальными пропусками пара в конденсатор, когда влиянием конденсационного потока можно пренебречь, и бойлерная выполнена так, что $\delta T_1 = \delta T_2 = \delta T_{\text{одн}}$, то максимальная дополнительная выработка электроэнергии при двуступенчатом подогреве определяется зависимостью,

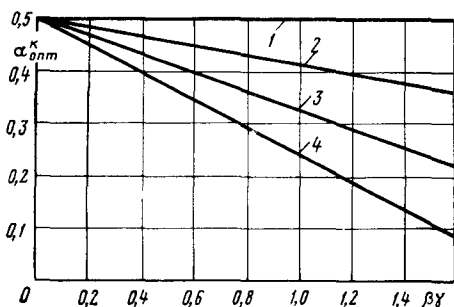


Рис. 3.8. Оптимальное распределение тепловой нагрузки по ступеням подогрева сетевой воды с учетом наличия конденсационного расхода пара:

$A_2 = 0,7$; $G_{\text{нд}}/G_{\text{от}}$ равно: 1 — 0; 2 — 0,25; 3 — 0,5; 4 — 0,75

следующей из уравнений (3.10) и (3.23):

$$\Delta \mathcal{E}_{2\text{макс}}^{\text{сум}} = 0,25 \int_0^{n_0} \frac{k\eta_{\text{ГМ}} + 3600\mathcal{E}_1}{3600r} Q_{\text{от}} \Delta\tau_0 dn. \quad (3.24)$$

Абсолютные значения $Q_{\text{от}}$, $\Delta\tau_0$, $\mathcal{E}_1$, r и их изменение за период работы турбины со ступенчатым подогревом определяются тепловой нагрузкой турбины, режимом работы тепловых сетей, климатическими условиями, типом турбины и ее конструкцией. Величина k определяется параметрами свежего пара и КПД турбины.

В табл. 3.1 приведены расчетные значения средней за отопительный период дополнительной выработки электроэнергии. Рассматривались относительная дополнительная выработка $\Delta \mathcal{E}_{2\text{макс}}^{\text{сум}}/\mathcal{E}_1^{\text{сум}}$ и абсолютные $\Delta \mathcal{E}_{2\text{макс}}^{\text{сум}}/Q_{\text{от}}^{\text{сум}}$, где $\mathcal{E}_1^{\text{сум}} = \int_0^{n_0} \mathcal{E}_1 Q_{\text{от}} dn$ — суммарная выработка электроэнергии на тепловом потреблении при одноступенчатом подогреве; $Q_{\text{от}}^{\text{сум}} = \int_0^{n_0} Q_{\text{от}} dn$ — суммарная тепловая нагрузка турбины за отопительный период; n_0 — число часов отопительного периода.

Численные значения $\mathcal{E}_1$, r определены по расчетным данным. Для турбин разных типов, но с одинаковыми начальными параметрами пара эти величины отличаются незначительно, в пределах нескольких процентов, что позволяет рассматривать приведенные в таблице значения безотносительно к типу турбин.

Как следует из приведенных в табл. 3.1 данных, возможная дополнительная выработка электроэнергии на тепловом потреблении в зависимости от параметров свежего пара и коэффициента теплофикации составляет 7,5—11,4 % выработки при одноступенчатом подогреве. Средняя за отопительный период дополнительная удельная выработка составляет 10—15 кВт · ч/ГДж.

При повышении параметров свежего пара возрастает $\mathcal{E}_1$, при введении промперегрева возрастают $\mathcal{E}_1$, K , что уменьшает относительную $\Delta \mathcal{E}_{2\text{макс}}^{\text{сум}}/\mathcal{E}_1^{\text{сум}}$, пропорциональную выражению $(k\eta_{\text{ГМ}} + \mathcal{E}_1)/\mathcal{E}_1 r$, но увеличивает абсолютную дополнительную выработку $\Delta \mathcal{E}_{2\text{макс}}^{\text{сум}}/Q_{\text{от}}^{\text{сум}}$, пропорциональную выражению $(k\eta_{\text{ГМ}} + \mathcal{E}_1)/r$. При увеличении коэффициента теплофикации средняя дополнительная удельная выработка, пропорциональная $\Delta\tau_0$, возрастает.

В турбинах, спроектированных с учетом ступенчатого подогрева, в пределах

Таблица 3.1. Дополнительная выработка электроэнергии на тепловом потреблении при двухступенчатом подогреве сетевой воды

Наименование	Параметры свежего пара					
	8,8 МПа, 535 °С		12,8 МПа, 565 °С		23,5 МПа, 560/565 °С	
Коэффициент K	1,15		1,1		1,35	
Коэффициент теплофикации $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6
Отношение $\Delta \mathcal{E}_{2\text{макс}}^{\text{сум}}/\mathcal{E}_1^{\text{сум}}$, %	9,5	11,4	8,2	9,65	7,5	8,55
Отношение $\frac{\Delta \mathcal{E}_{2\text{макс}}^{\text{сум}}}{Q_{\text{от}}^{\text{сум}}}$, кВт · ч/ГДж	9,6	10,9	10,5	12,0	12,3	13,5

Таблица 3.2. Экономия топлива при двухступенчатом подогреве сетевой воды

Наименование	Марка турбины							
	ПГ-135-130		Т-110-130		Т-185-130		Т-250-240	
Номинальная тепловая нагрузка, ГДж/ч	460		733		1130		1465	
Коэффициент теплофикации	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6
Дополнительная выработка электроэнергии на тепловом потреблении за отопительный период, млн. кВт·ч	22,5	26,0	36,1	39,0	56,0	60,0	88	91
Экономия топлива, т/год	4200	4450	6200	6700	9500	10 300	14 800	15 400
То же, %	0,85	0,95	2,05	2,2	2,0	2,15	2,05	2,15

отопительного сезона обеспечиваются устойчивые значения КПД предотборных ступеней и распределение тепловых нагрузок, близкое к оптимальному.

При расчетных условиях работы турбины и тепловых сетей $\int_0^{n_0} \Delta \varepsilon_2' Q_{от} dn$ характеризует снижение эффективности из-за ухудшения КПД предотборных ступеней и неоптимального распределения тепловой нагрузки за отопительный период и составляет около 5 % $\Delta \varepsilon_2^{сум}_{макс}$. Приняты меньшие удельные тепловые нагрузки сетевых подогревателей, чем в ранее выпускавшихся установках с одноступенчатым подогревом, а также достигнуто уменьшение потерь в трубопроводах отбора, что позволило обеспечить при двухступенчатом подогреве примерно те же суммарные недогревы, что и при одноступенчатым подогреве, и, следовательно, близость нулю

$$\int_0^{n_0} \Delta \varepsilon_2'' Q_{от} dn, \int_0^{n_0} \Delta \varepsilon_2''' Q_{от} dn.$$

Таким образом, теплофикационные турбины, спроектированные применительно к ступенчатому подогреву, при работе по тепловому графику

с номинальной тепловой нагрузкой обеспечивают дополнительную выработку электроэнергии за отопительный период, близкую к теоретически максимальной.

В табл. 3.2 приведены значения дополнительной выработки электроэнергии на тепловом потреблении при двухступенчатом подогреве для современных теплофикационных турбин, определенные с учетом изменения КПД предотборных ступеней и фактического распределения тепловой нагрузки по ступеням подогрева за отопительный период для двух характерных значений коэффициентов теплофикации $\alpha_{тэс} = 0,5$ и $\alpha_{тэс} = 0,6$. Относительная экономия топлива отнесена к полному годовому расходу топлива на турбину, в предположении, что в отопительный сезон турбина работает по тепловому графику с номинальной тепловой нагрузкой, а в летний период длительностью 2500 ч/год работает с конденсационной мощностью, равной 80 % номинальной мощности турбины.

Как следует из приведенных в табл. 3.2 данных, двухступенчатый подогрев позволяет обеспечить в турбинах типа Т снижение суммарного годового расхода топлива на 2—2,5 %, а в турбинах типа ПТ — на 0,8—1,0 %.

Эффективность ступенчатого подогрева снижается во всех случаях, когда имеет место в той или иной форме дросселирование отбираемого пара, например, при наличии на трубопроводах отбора регулирующих клапанов. Снижение эффективности имеет место при распределении отопительной нагрузки по ступеням, отличном от оптимального, или при снижении КПД предотборных ступеней, что характерно при работе турбины с тепловой нагрузкой, отличающейся от номинальной. Так, например, для теплофикационных турбин с двумя отопительными отборами при работе по тепловому графику, но с 50 %-ной тепловой нагрузкой дополнительная выработка электроэнергии на тепловом потреблении за отопительный период составляет 70—80 % теоретически возможной для данной нагрузки. При увеличении нагрузки до 150 % номинальной (такие режимы возможны у турбин типа ПТ) дополнительная выработка составит 80—85 % теоретически возможной для данной нагрузки.

3.3. Снижение давления отбираемого пара

Снижение давления отбираемого из турбины пара увеличивает удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении, что обеспечивает повышение тепловой экономичности турбоагрегата.

Рассмотрим изменение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении при снижении давления в отборе $\Delta \mathcal{E}_p$.

Увеличение мощности турбины при снижении давления в отборе в том случае, когда расход теплоты на турбину и пропуск пара в ЧНД остаются неизменными, обозначим ΔN_3 . Соответствующее уменьшение тепловой нагрузки согласно общей зависимости (1.1) составит $\Delta Q_{от} = 3600 \times \Delta N_3 \eta_{гм}$.

Изменение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении определяется изменением мощности при равной тепловой на-

грузке. Поэтому тепловая нагрузка должна быть приведена к ее исходному значению, что может быть обеспечено соответствующим увеличением расхода пара на турбину, при этом имеет место дополнительное увеличение мощности ΔN_4 , а общее увеличение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении при снижении давления в отборе составит

$$\Delta \mathcal{E}_p = \frac{\Delta N_3 + \Delta N_4}{Q_{от}}. \quad (3.25)$$

Развернутый вид зависимости (3.25) определяется режимом работы турбины.

При работе турбины по тепловому графику влиянием конденсационного расхода пара можно пренебречь. Тогда расход пара через предотборные ступени равен расходу пара в отбор $G_{от}$, а дополнительная мощность при снижении давления в отборе и неизменном расходе пара на турбину с учетом потерь механических и в генераторе

$$\Delta N_3 = \frac{G_{от} \Delta i_{гм}}{3600}, \quad (3.26)$$

где Δi — увеличение использованного перепада в предотборной части турбины; уменьшение тепловой нагрузки при $i_n = \text{const}$

$$\Delta Q_3 = G_{от} \Delta i. \quad (3.27)$$

Дополнительный расход свежего пара, необходимый для обеспечения исходной тепловой нагрузки, пройдет все ступени турбины, предшествующие отбору, при этом будет получена дополнительная мощность

$$\Delta N_4 = \Delta Q_3 (\mathcal{E}^n + \Delta \mathcal{E}_p), \quad (3.28)$$

где индекс «н» означает, что величина относится к исходному номинальному режиму при первоначальном давлении в отборе.

Подставляя значения ΔN_3 и ΔN_4 в зависимость (3.25), тогда

$$\Delta \mathcal{E}_p = \frac{G_{от} \Delta i (\eta_{гм} + 3600 \mathcal{E}^n)}{3600 (Q_{от} - G_{от} \Delta i)},$$

учитывая, что $Q_{от} = Q_{от}^n$ и $G_{от} = Q_{от}^n / r^n$, где $r^n = i_{от} - i_n$, полу-

чаем для условия $i_n = \text{const}$ при изменении давления в отборе

$$\Delta p = \frac{\Delta i (\eta_{\text{ГМ}} + 3600 \varepsilon^n)}{3600 (r^n - \Delta i)} \quad (3.29)$$

При работе турбины по электрическому графику наряду с изменением эффективности теплофикационного потока, определяемого уравнением (3.29), должно быть учтено изменение экономичности конденсационного потока. Как было показано в § 3.2, при изменении давления в отборе дополнительная мощность конденсационного потока определяется зависимостью (3.20)

$$\Delta N_k = \frac{G_{\text{НД}} \Delta i \eta_{\text{ГМ}} \gamma}{3600},$$

а суммирование дополнительных мощностей конденсационного и теплофикационного потоков должно выполняться с учетом коэффициента $\beta = b_k (b_k - b_r)$.

Приведенная, т. е. с учетом суммарного повышения эффективности конденсационного и теплофикационного потоков, дополнительная удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении при снижении давления в регулируемом отборе при работе турбины по электрическому графику

$$\Delta \varepsilon_p = \Delta i \times \left(\frac{\eta_{\text{ГМ}} + 3600 \varepsilon^n}{3600 (r^n - \Delta i)} + \frac{G_{\text{НД}} \beta \eta_{\text{ГМ}}}{G_{\text{от}} r^n} \right) \quad (3.30)$$

Полная эффективность снижения давления за годовой период работы турбоагрегата характеризуется суммарной дополнительной выработкой электроэнергии на тепловом потреблении

$$\Delta \varepsilon_p^{\text{сум}} = \int_0^{n_p} \Delta \varepsilon_p Q_{\text{от}} dn, \quad (3.31)$$

где n_p — число часов работы за годовой период со сниженным давлением в отборе.

Наибольшая дополнительная выработка электроэнергии на тепловом потреблении будет иметь место в том случае, если при снижении давления

КПД ступеней, предшествующих отбору, остается неизменным и равным его значению на расчетном режиме. При таком рассмотрении исключается влияние конструктивных особенностей турбины и полученные результаты могут быть распространены на ряд турбин с одинаковыми параметрами свежего пара.

Возможное минимальное давление в отборе определяется требуемыми параметрами на месте потребления и потерями на тракте от турбины до потребителя. Для отопительной нагрузки давление в отборе определяется температурой подогрева сетевой воды в основных сетевых подогревателях, потерями в трубопроводе отбора и недогревом в теплообменниках.

Ниже рассматривается максимальная дополнительная выработка электроэнергии при снижении давления в отопительном отборе. Исходное минимальное давление, относительно которого определяется эффективность снижения давления, — 0,12 МПа, т. е. минимальное давление, которое ранее принято в теплофикационных турбинах. Предполагались те же условия работы тепловых сетей, что и при определении эффективности ступенчатого подогрева, тепловая нагрузка турбины номинальная.

В табл. 3.3 приведены расчетные значения средней за отопительный сезон дополнительной выработки электроэнергии при работе по тепловому графику.

Как следует из табл. 3.3, возможная дополнительная выработка электроэнергии на тепловом потреблении за отопительный период составляет 5—6 % при $\alpha_{\text{тэц}} = 0,5$ и 3—3,5 % при $\alpha_{\text{тэц}} = 0,6$.

Средняя за отопительный период дополнительная удельная выработка составляет 6—8 кВт · ч/ГДж при $\alpha_{\text{тэц}} = 0,5$ и 3,6—4,8 кВт · ч/ГДж при $\alpha_{\text{тэц}} = 0,6$. Влияние параметров свежего пара аналогично рассмотренному выше при ступенчатом подогреве сетевой воды.

Как видно из табл. 3.3, дополнительная выработка электроэнергии

Таблица 3.3. Дополнительная выработка электроэнергии на тепловом потреблении при снижении давления в отопительном отборе

Наименование	Параметры свежего пара					
	8,8 МПа, 535 °С		12,8 МПа, 565 °С		23,5 МПа, 560/565 °С	
Коэффициент теплофикации $\alpha_{тэц}$	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6
Отношение $\Delta \mathcal{E}_{p \text{ макс}}^{\text{сум}} / \mathcal{E}_{от}^{\text{сум}}$, %	6,2	3,5	5,5	3,1	5,2	2,9
Отношение $\Delta \mathcal{E}_{p \text{ макс}}^{\text{сум}} / Q_{от}^{\text{сум}}$, кВт·ч/ГДж	6,6	3,7	6,7	3,8	8,15	4,7

$$\mathcal{E}^{\text{сум}} = \int_0^{n_0} \mathcal{E}^{\text{н}} Q_{от}^{\text{н}} dn - \text{суммарная выработка электроэнергии на тепловом потреблении за отопительный период.}$$

при снижении давления в отопительном отборе в значительной степени зависит от коэффициента теплофикации. Это объясняется тем, что при повышении $\alpha_{тэц}$ уменьшается число часов с давлением отбора ниже 0,12 МПа, кроме того, в период работы с $p_t < 0,12$ МПа при повышении $\alpha_{тэц}$ снижается средняя тепловая нагрузка.

Фактическая дополнительная выработка электроэнергии при снижении давления в отборе отличается от указанной в табл. 3.3 из-за снижения КПД предотборных ступеней на режимах, отличающихся от расчетного. Принятые решения по выбору проточной части обеспечили сравнительно устойчивое значение КПД предотборных ступеней в годовом периоде при совместной работе турбины и

тепловых сетей. Как показали произведенные расчеты, дополнительная выработка электроэнергии на тепловом потреблении с учетом изменения КПД составляет около 90% приведенной в табл. 3.3.

В табл. 3.4 приведены значения дополнительной выработки электроэнергии на тепловом потреблении за отопительный период в теплофикационных турбинах, выпускаемых ПО ТМЗ, с учетом фактического значения КПД предотборных ступеней. Относительная экономия топлива, как и при определении эффекта ступенчатого подогрева, отнесена к полному расходу топлива за годовой период. Как следует из табл. 3.4, снижение давления в отборе позволило обеспечить снижение годового расхода топлива на 1,0 %.

Таблица 3.4. Экономия топлива при снижении давления в отборе

Наименование	Марка турбины							
	ПТ-135-130		Т-100-130		Т-185-130		Т-250-240	
Номинальная тепловая нагрузка, ГДж/ч	465		733		1130		1465	
Коэффициент теплофикации	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6
Дополнительная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, млн. кВт·ч	14,6	7,5	21,0	11,2	32,3	17,3	53,5	28,5
Экономия топлива, т/год	2400	1300	3600	1900	5700	2900	9100	4900
То же, %	0,5	0,25	1,2	0,65	1,2	0,6	1,3	0,7

Общий эффект от снижения давления в отборе и ступенчатого подогрева сетевой воды равен сумме величин, указанных в табл. 3.2 и 3.4.

3.4. Использование теплоты пара, поступающего в конденсатор

В теплофикационных турбинах с регулируемым отбором пара на режимах работы с тепловой нагрузкой имеется пропуск пара в конденсатор, служащий для охлаждения ступеней ЧНД. Минимальный пропуск определяется конструкцией турбины (размеры облопачивания ЧНД, плотность регулирующих органов ЧНД и т. п.) и режимом ее работы (вакуум, давление в камере отбора). Теплота пара, поступающего в конденсатор, отдается циркуляционной воде и не используется в цикле электростанции. Циркуляционной воде отдается также теплота пара, поступающего в теплообменники, находящиеся на линии рециркуляции: сальниковый подогреватель и холодильники эжекторов. Эти потери теплоты могут быть соизмеримы с теплотой минимального пропуска пара в конденсатор, так как рециркуляция, необходимая при малых расходах пара в ЧНД, в теплофикационных турбинах включается на режимах, близких к номинальному, когда протечки пара в сальниковый подогреватель максимальны.

Потери теплоты в конденсаторе на режимах работы с тепловой нагрузкой могут быть сведены к минимуму или полностью исключены двумя путями: или сокращением пропуска пара в ЧНД и других сбросов теплоты в конденсатор до нуля или близких к нулю величин; или использованием теплоты пара, поступающего в конденсатор, в цикле станции, например, для подогрева обратной сетевой воды или подпиточной воды тепловых сетей.

Конструктивные решения, позволяющие ограничить или полностью исключить потери теплоты в конденсаторе, могут быть различными, некоторые из них получили практическое применение.

Ограничение пропуска пара в ЧНД обеспечивается на режиме работы теплофикационной турбины с закрытой регулирующей диафрагмой ЧНД. Уменьшение потерь теплоты на таком режиме достигается при выполнении регулирующей диафрагмы ЧНД с малыми зазорами по уплотнительным поясам. Исследуются возможности и условия работы теплофикационных турбин с полным исключением пропуска пара в ЧНД (так называемый беспаровой режим).

При реконструкции турбин, находящихся в эксплуатации, возможен перевод конденсатора на охлаждение сетевой водой, при этом может иметь место снятие последних ступеней. Это позволяет использовать теплоту пара, поступающего в конденсатор, при соответствующем ухудшении вакуума (так называемый перевод на ухудшенный вакуум). Однако в этом случае в зависимости от характера выполненной реконструкции турбины зачастую исключается возможность конденсационных режимов работы.

Известны реконструкции турбин, предусматривающие на отопительный период замену ротора НД на промежуточный вал, что позволяет практически полностью исключить расход пара в конденсатор. Недостатком такого решения является необходимость останова турбины и разборки ЧНД с заменой ротора НД при каждом переходе от теплофикационного режима с нулевым пропуском пара в конденсатор на режим работы по электрическому графику с выработкой конденсационной электроэнергии.

Значительное распространение получило выполнение конденсатора со встроенным пучком [3].

К основному пучку труб конденсатора предусматривается подвод циркуляционной воды, а к встроенному пучку — циркуляционной воды и воды тепловых сетей (обратной сетевой и подпиточной). На режиме с конденсационной выработкой электроэнергии в основной и встроенный пучки или только в основной пучок поступает циркуляционная вода, подвод сетевой воды к встроенному пучку

на этом режиме отключен. При работе на теплофикационном режиме с ограниченным пропуском пара в конденсатор отключается подвод циркуляционной воды к основному и встроенному пучку, встроенный пучок охлаждается сетевой или подпиточной водой. Переход с одного режима на другой производится на ходу, без останова турбины.

Выполнение конденсатора со встроенным пучком, разработанное и впервые примененное в турбинах ПО ТМЗ, является в настоящее время типовым решением для теплофикационных турбин мощностью 50 МВт и выше, выпускаемых в СССР.

При охлаждении встроенного пучка подпиточной водой, имеющей температуру 5—20 °С, обеспечивается сохранение нормального вакуума, характерного для теплофикационных турбин. Работа с охлаждением встроенного пучка подпиточной водой возможна для всех теплофикационных турбин ПО ТМЗ. Допустимые режимы и условия работы определяются на основании испытаний, которые выполняются для каждого типоразмера турбины. Мощность ЧНД на таких режимах может быть как положительной, так и отрицательной в зависимости от размеров облопачивания, количества и температуры подпиточной воды.

При работе с охлаждением встроенного пучка конденсатора обратной сетевой водой, имеющей температуру, равную 35—70 °С, давление в конденсаторе составляет 0,015—0,03 МПа с возможным кратковременным повышением до 0,04—0,05 МПа. На таких режимах мощность ЧНД отрицательна и температура пара на выходе из ЧНД выше, чем на входе. Для того чтобы исключить чрезмерный разогрев выхлопной части и лопаток последней ступени, предусматриваются специальные системы охлаждения.

Потери мощности существенно возрастают с увеличением высот рабочих лопаток ЧНД, что ограничивает возможности работы турбин большой мощности с охлаждением конденсатора обратной сетевой водой.

Охлаждение встроенного пучка конденсатора обратной сетевой водой возможно в турбинах мощностью 50—100 МВт с лопатками последней ступени высотой 550 мм. В теплофикационных турбинах большей мощности, имеющих лопатки последней ступени высотой 830—940 мм, работа с охлаждением конденсатора обратной сетевой водой не предусмотрена, так как из-за увеличенных потерь мощности нельзя обеспечить надежную работу турбины.

Турбины с регулируемым отбором пара, кроме режимов с ограниченным пропуском пара в конденсатор, работают также на режимах с большими расходами пара в ЧНД. Поэтому должна быть обеспечена возможность перехода с режима с малыми потерями или без потерь теплоты в конденсаторе к конденсационным режимам с охлаждением конденсатора циркуляционной водой при сохранении высокой экономичности этих режимов.

При разработке конструкции турбоагрегатов, обеспечивающего существенное ограничение или исключение потерь теплоты в конденсаторе, должен быть рассмотрен широкий круг вопросов по обеспечению надежности и экономичности турбины на рассматриваемом специфическом режиме, что находит свое отражение в конструкции и условиях работы конденсационной установки, системы регулирования и автоматики, облопачивания ЧНД, тепловой схемы и др. Отработка таких решений требует проведения исследовательских работ и накопления опыта эксплуатации.

Особенности конструкции турбины, обусловленные использованием теплоты пара, поступающего в конденсатор, и вопросы их эксплуатации рассмотрены в последующих главах.

Независимо от выполненного конструктивного решения при исключении потерь теплоты в конденсаторе экономичность ТЭЦ изменяется по следующим причинам: из-за возможного увеличения тепловой нагрузки турбоагрегата за счет теплоты, ранее отдаваемой в конденсаторе циркуля-

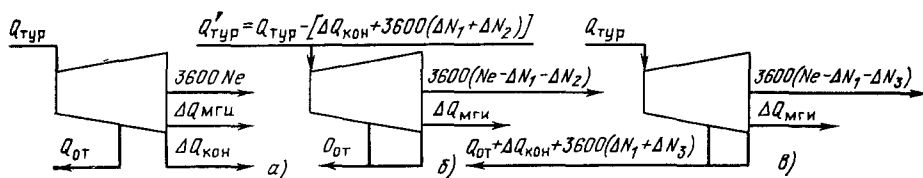


Рис. 3.9. Схема основных потоков теплоты теплофикационной турбины:

а — при охлаждении конденсатора циркуляционной водой; б — при исключении потерь теплоты в конденсаторе на режимах с выключенным пиковым котлом ($t_{н.в} > t_{п}$); в — при исключении потерь теплоты в конденсаторе на режимах с включенным пиковым котлом ($t_{н.в} < t_{п}$)

ционной воде; из-за изменения электрической мощности турбины в результате изменения вакуума; в результате уменьшения расхода электроэнергии на собственные нужды.

Ниже рассматривается методика определения тепловой экономичности исключения потерь теплоты в конденсаторе турбин с регулируемым отбором пара, не зависящая от принятого конструктивного решения.

Тепловая нагрузка ТЭЦ определяется присоединенными потребителями теплоты. Так как исключение потерь теплоты в конденсаторе позволяет повысить максимальную тепловую нагрузку ТЭЦ менее чем на 3—4%, то оно не может влиять на присоединенную тепловую нагрузку ТЭЦ. Соответственно тепловая экономичность использования теплоты отработавшего пара определяется экономией топлива при условии, что выработка электроэнергии и отпуск теплоты от ТЭЦ остаются неизменными.

Характерный график изменения отопительной тепловой нагрузки ТЭЦ и распределения ее между турбиной и пиковым водогрейным котлом приведен на рис. 3.2. Температура наружного воздуха, при которой включается пиковый водогрейный котел, обозначена $t_{п}$.

Отопительный период может быть разделен на два, отличающихся условиями и эффективностью использования теплоты в конденсаторе.

1. Период работы с выключенной пиковой ступенью подогрева сетевой воды ($t_{н.в} > t_{п}$).

2. Период работы с включенной пиковой ступенью ($t_{н.в} \leq t_{п}$).

Изменение мощности и расхода теплоты теплофикационной турбины подчиняется общему уравнению (1.1)

$$Q_{тур} = 3600N_e + Q_{от} + \Delta Q_{м.г.п} + \Delta Q_{кон},$$

где $\Delta Q_{кон}$ — потери теплоты в конденсаторе при охлаждении его циркуляционной водой.

На рис. 3.9 представлены основные составляющие баланса расходов теплоты при наличии потерь в конденсаторе и при их использовании для обоих указанных периодов. Величина $\Delta Q_{м.г.п}$ в рассматриваемых условиях остается практически постоянной.

При исключении потерь теплоты в конденсаторе $\Delta Q_{кон}$ полезно используется. Мощность части низкого давления турбины изменяется на ΔN_1 , чему соответствует дополнительное изменение количества теплоты, поступающего в конденсатор, равное $3600 \Delta N_1$. Тогда общее количество теплоты, которое может быть дополнительно использовано тепловым потребителем, равно:

$$\Delta Q'_{кон} = \Delta Q_{кон} - 3600 \Delta N_1. \quad (3.32)$$

В большинстве случаев $\Delta N_1 < 0$.

Период работы с выключенной пиковой ступенью, когда $t_{н.в} > t_{п}$. Вся тепловая нагрузка ТЭЦ обеспечивается отопительными отборами турбины, исключение потерь теплоты в конденсаторе приводит к уменьшению количества пара, отбираемого из отопительных отборов турбины, на ту же величину $\Delta Q'_{кон}$ и к уменьшению расхода пара на турбину, поскольку она работает в режиме теплового графика.

Вследствие уменьшения количества отбираемого из регулируемых отборов пара на $\Delta Q'_{\text{кон}}$ будет иметь место уменьшение мощности турбины на

$$\Delta N_2 = \mathcal{E} \Delta Q'_{\text{кон}},$$

где $\mathcal{E}$ — удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении.

Общее уменьшение мощности теплофикационной турбины в рассматриваемом периоде составляет $\Delta N_1 + \Delta N_2$. Для компенсации этой мощности требуется замещающая конденсационная мощность и дополнительный расход теплоты на замещающей турбине:

$$Q_{\text{зам}} = q_{\text{зам}} (\Delta N_1 + \Delta N_2), \quad (3.33)$$

где $q_{\text{зам}}$ — удельный расход теплоты на выработку конденсационной электроэнергии на замещающей турбине.

Уменьшение расхода теплоты на теплофикационной турбине согласно зависимости (1.2) составляет

$$\Delta Q_{\text{тур}} = \Delta Q_{\text{кон}} + 3600 (\Delta N_1 + \Delta N_2). \quad (3.34)$$

Изменение общего расхода теплоты $\Delta Q_{\text{тур}} - Q_{\text{зам}}$ составляет

$$\Delta Q'_{\text{тур}} - \Delta Q_{\text{кон}} [1 - \mathcal{E} (q_{\text{зам}} - 3600)] - \Delta N_1 (1 + 3600 \mathcal{E}) (q_{\text{зам}} - 3600). \quad (3.35)$$

За весь период работы с выключенной пиковой ступенью экономия топлива составит

$$\Delta B_1 = \frac{\int_0^{n_1} \Delta Q'_{\text{тур}} dn}{29310 \eta_{\text{к.у}}}, \quad (3.36)$$

где n_1 — суммарное число часов работы без потерь теплоты в конденсаторе при $t_{\text{н.в}} > t_{\text{п}}$.

Период работы с включенной пиковой ступенью, когда $t_{\text{н.в}} \leq t_{\text{п}}$. Использование теплоты в конденсаторе позволяет уменьшить нагрузку пиковой ступени при неизменном расходе пара на турбину. В этом случае температура подогрева сетевой воды в сетевых подогревателях возрастает, что ведет к повышению давления в регулируемом отборе и уменьшению

мощности теплофикационной турбины на $\Delta N_3 = G_{\text{от}} \Delta i / 3600$.

Количество отбираемого пара определяется из режима работы при охлаждении конденсатора циркуляционной водой $G_{\text{от}} = W \Delta \tau_0 / r$, где $\Delta \tau_0$, r определяются по зависимостям (3.6а). Изменение использованного перепада ступеней, предшествующих регулируемому отбору, при повышении температуры сетевой воды на Δt :

$$\Delta i = K \Delta t, \quad (3.37)$$

где K — коэффициент, рассмотренный в § 3.2; численное значение K определяется параметрами свежего пара, давлением в отборе и КПД турбины

$$\Delta t = \frac{\Delta Q'_{\text{кон}} + 3600 \Delta N_3}{W}.$$

После преобразований

$$\left. \begin{aligned} \Delta t &= \frac{\Delta Q'_{\text{кон}}}{W \left(1 - \frac{\Delta \tau_0 K}{r} \right)}, \\ \Delta N_3 &= \mu \Delta Q'_{\text{кон}}, \end{aligned} \right\} \quad (3.38)$$

где

$$\mu = \frac{1}{3600 \left(\frac{r}{\Delta \tau_0 K} - 1 \right)}.$$

Общее уменьшение мощности теплофикационной турбины на режимах с включенной пиковой ступенью $\Delta N_1 + \Delta N_3$, дополнительный расход теплоты на замещающей турбине

$$Q_{\text{зам}} = q_{\text{зам}} (\Delta N_1 + \Delta N_3), \quad (3.39)$$

экономия теплоты на пиковом котле

$$Q_{\text{п.к}} = \Delta Q'_{\text{кон}} + 3600 \Delta N_3. \quad (3.40)$$

Расход теплоты на теплофикационную турбину в рассматриваемом периоде остается неизменным.

Часовая экономия теплоты на режимах $t_{\text{н.в}} \leq t_{\text{п}}$ равна $Q_{\text{п.к}} - Q_{\text{зам}}$ и, как следует из зависимостей (3.39) и (3.40), составляет:

$$\Delta Q'_{\text{тур}} = \Delta Q_{\text{кон}} [1 - \mu (q_{\text{зам}} - 3600)] - \Delta N_1 (1 + 3600 \mu) (q_{\text{зам}} - 3600). \quad (3.41)$$

Экономия топлива за весь период с $t_{н.в} \leq t_{п}$

$$\Delta B_2 = \frac{\int_0^{n_2} \Delta Q''_{тур} dn}{29\,310 \eta_{к.у}}, \quad (3.42)$$

где n_2 — суммарное число часов работы без потерь теплоты в конденсаторе за период $t_{н.в} \leq t_{п}$.

Исключение потерь теплоты в конденсаторе приводит к изменению расхода электроэнергии на собственные нужды, так как может быть остановлена часть циркуляционных насосов ТЭЦ. Одновременно из-за дополнительного сопротивления трубного пучка конденсатора возможно увеличение потребляемой мощности сетевых насосов. Экономия топлива за счет уменьшения расхода энергии на собственные нужды определяется зависимостью

$$\Delta B_3 = \frac{\int_0^n \Delta N_{с.н} q_{зам} dn}{29\,310 \eta_{к.у}}, \quad (3.43)$$

где $\Delta N_{с.н}$ — изменение мощности собственных нужд.

Суммарная годовая экономия

$$\Delta B = \Delta B_1 + \Delta B_2 + \Delta B_3. \quad (3.44)$$

Основной составляющей суммарной экономии является экономия за период с включенной пиковой ступенью, когда $t_{н.в} \leq t_{п}$. Как следует из зависимости (3.41), относительная экономия теплоты в этот период составляет:

$$\frac{\Delta Q''_{тур}}{\Delta Q_{кон}} = 1 - \mu (q_{зам} - 3600) - \frac{\Delta N_1}{\Delta Q_{кон}} (1 + 3600\mu) (q_{зам} - 3600). \quad (3.45)$$

Для режимов с выключенной пиковой ступенью согласно зависимости (3.38)

$$\frac{\Delta Q'_{тур}}{\Delta Q_{кон}} = 1 - \varepsilon (q_{зам} - 3600) - \frac{\Delta N_1}{\Delta Q_{кон}} (1 + 3600\varepsilon) (q_{зам} - 3600). \quad (3.46)$$

Для средних значений μ , $q_{зам}$, ε и при $\Delta N_1 = 0$, что соответствует предельной экономии теплоты для обоих режимов, экономия составляет:

$$\Delta Q''_{тур} = (0,8 \div 0,85) \Delta Q_{кон}, \quad \Delta Q'_{тур} = (0,2 \div 0,35) \Delta Q_{кон}.$$

Такое отличие в эффективности использования теплоты в конденсаторе на режимах с $t_{н.в} \leq t_{п}$ и $t_{н.в} > t_{п}$ объясняется тем, что при температурах наружного воздуха $t_{н.в} \leq t_{п}$ теплота конденсатора замещает теплоту пикового котла при сравнительно небольшом уменьшении теплофикационной выработки электроэнергии, в то время как при $t_{н.в} > t_{п}$ использование теплоты или исключение потерь в конденсаторе приводит в конечном итоге к частичному вытеснению теплофикационной выработки электроэнергии с замещением ее конденсационной выработкой.

Экономия топлива, возможная при использовании теплоты в конденсаторе, определяется в первую очередь потерями теплоты $\Delta Q_{кон}$, имеющими место при охлаждении конденсатора циркуляционной водой. В конденсатор поступает пар из последней ступени турбины, сливы из системы регенерации и сбросы теплоты из теплообменников, находящихся на линии рециркуляции (холодильники эжекторов и сальниковый подогреватель):

$$\Delta Q_{кон} = G_{нд} (i_{отр} - i_n) + \Delta Q_{сл}, \quad (3.47)$$

где $G_{нд}$ — расход пара через последнюю ступень; $\Delta Q_{сл}$ — подвод теплоты в конденсатор из регенеративной системы, включая теплоту, поступающую в конденсатор из теплообменников, находящихся на линии рециркуляции.

Наиболее экономичным режимом работы турбины с регулируемым отбором при охлаждении конденсатора циркуляционной водой является режим с минимальным расходом пара в конденсатор. Очевидно, что и при определении $\Delta Q_{кон}$ нужно исходить из фактического минимального расхода пара в ЧНД при охлаждении конденсатора циркуляционной водой. Расход определяется зазором между по-

воротным кольцом и диафрагмой при закрытой регулирующей диафрагме и давлением перед диафрагмой.

Конструкцией турбины и режимом работы определяются также численные значения остальных величин, входящих в зависимости (3.35), (3.41), (3.43).

Потери мощности в ступенях ЧНД определяются их геометрическими размерами, вакуумом в конденсаторе, расходом пара через ступени, степенью открытия регулирующей диафрагмы ЧНД.

В [10, 68] приведены опытные данные и рекомендуемые методики расчета мощности ЧНД при малых расходах пара. При низких температурах охлаждающей воды, например при подводе в конденсатор подпиточной воды, возможна оптимизация режима работы турбины, т. е. определение расхода пара в ЧНД, в зависимости от температуры и количества охлаждающей воды, при котором обеспечивается максимальная экономичность турбины при использовании теплоты пара, поступающего в конденсатор.

Наличие потерь в ЧНД снижает, как это следует из зависимостей (3.35) и (3.42), тепловую экономичность использования теплоты пара, поступающего в конденсатор. Очевидно, что использование теплоты в конденсаторе повышает тепловую экономичность в том случае, если $\Delta Q'_{\text{тур}} > 0$ (режимы при $t_{\text{н.в}} > t_{\text{п}}$) или $\Delta Q''_{\text{тур}} > 0$ (режимы при $t_{\text{н.в}} < t_{\text{п}}$).

Для режимов работы турбины с выключенной пиковой ступенью ($t_{\text{н.в}} > t_{\text{п}}$) возможная экономия теплоты, как отмечалось ранее, относительно невелика и при $\Delta N_1 = 0$ составляет 0,20—0,35 от потерь теплоты в конденсаторе. Кроме того, на режимах с $t_{\text{н.в}} > t_{\text{п}}$ тепловая нагрузка турбины меньше номинальной, поэтому при работе по тепловому графику возможная электрическая нагрузка турбины также меньше номинальной, что дополнительно ограничивает целесообразность использования теплоты пара, поступающего в конденсатор в период с $t_{\text{н.в}} > t_{\text{п}}$. Поэтому при рас-

смотрении конкретных турбоагрегатов для режимов работы с выключенной пиковой ступенью ($t_{\text{н.в}} > t_{\text{п}}$) должна быть проверена тепловая экономичность и целесообразность использования теплоты пара, поступающего в конденсатор.

На режимах с включенной пиковой ступенью (при $t_{\text{н.в}} \leq t_{\text{п}}$) использование теплоты пара, поступающего в конденсатор для турбин мощностью до 100 МВт включительно, как правило, повышает тепловую экономичность. Для турбин большей мощности, с более длинными лопатками последних ступеней ЧНД и, следовательно, большими потерями ΔN_1 должна выполняться проверка тепловой экономичности и на режимах при $t_{\text{н.в}} \leq \leq t_{\text{п}}$ с учетом фактических величин $\Delta Q_{\text{кон}}$, ΔN_1 .

Расчетная экономия топлива при охлаждении конденсатора обратной сетевой водой для турбин Т-50-130 и Т-100-130 составляет примерно 1,5% суммарного годового расхода топлива на турбоустановку, в том числе около 1,1% может быть получено за период с $t_{\text{н.в}} \leq t_{\text{п}}$, около 0,2% за период с $t_{\text{н.в}} > t_{\text{п}}$ и около 0,2% за счет снижения расхода электроэнергии на собственные нужды.

3.5. Частичная нагрузка отопительных отборов

В летний период, а также в начале и конце отопительного периода расчетная тепловая нагрузка турбины меньше номинальной и теплофикационные турбины могут иметь конденсационный пропуск пара. Последний возможен и в отопительный период или как следствие неполной нагрузки ТЭЦ, или при планируемой разгрузке турбины по тепловой нагрузке для получения дополнительной электрической мощности.

Ниже рассматриваются вопросы работы теплофикационных турбин при наличии конденсационного пропуска пара.

Оптимизация режимов работы турбины при частичной нагрузке отопительных отборов

При работе теплофикационной турбины с ограниченной тепловой нагрузкой и конденсационным пропуском пара имеют место режимы с естественным повышением давления в регулируемом отопительном отборе при полностью открытых регулирующих диафрагмах ЧНД. Особенности режимов с ЕПД рассмотрены в § 2.5. В зависимости от условий конкретных ТЭЦ продолжительность режимов с ЕПД может изменяться в широких пределах.

Для турбин с двумя отопительными отборами в области режимов с ЕПД возможны следующие способы подогрева сетевой воды:

двухступенчатый подогрев сетевой воды с одновременным обводом двух ступеней подогрева;

двухступенчатый подогрев сетевой воды с отводом одной верхней ступени подогрева;

двухступенчатый подогрев сетевой воды с дросселированием греющего пара, поступающего на верхнюю ступень подогрева;

одноступенчатый подогрев сетевой воды в первой ступени подогрева (верхняя ступень подогрева отключена).

Целесообразность и область применения каждого способа определяется их сравнительной экономичностью и конструктивными возможностями турбоагрегата.

В качестве параметра, характеризующего сравнительную экономичность способа подогрева сетевой воды, рассматривается изменение мощности турбины ΔN_e при равных расходе теплоты на турбину и тепловой нагрузке. За исходный при сопоставлении принят режим работы с двухступенчатым подогревом и обводом обеих ступеней подогрева. При неизменном расходе свежего пара режимы с ЕПД имеют место в диапазоне тепловых нагрузок от $Q_{от} = 0$ до той ее максимальной величины, при которой регулирую-

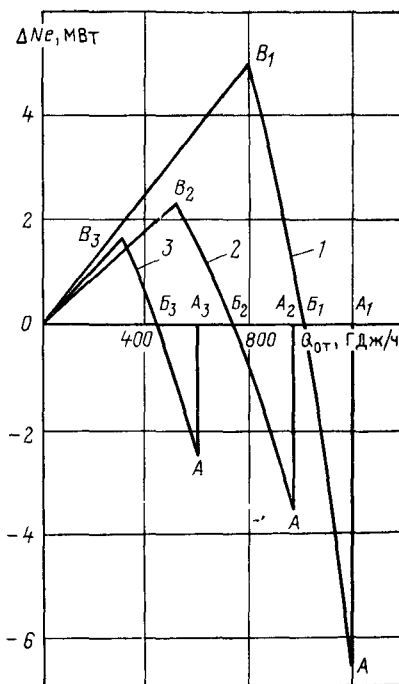


Рис. 3.10. Изменение мощности турбины при переходе от двухступенчатого подогрева с обводом обеих ступеней к одноступенчатому подогреву сетевой воды:

1 — Т-150/200-240 ($G_{тур} = 930$ т/ч, $W = 7500$ т/ч, $\tau_{об} = 43,8$ °C); 2 — Т-175-210-130 ($G_{тур} = 745$ т/ч, $W = 6150$ т/ч, $\tau_{об} = 43,8$ °C); 3 — Т-110/120-130 ($G_{тур} = 460$ т/ч, $W = 3925$ т/ч, $\tau_{об} = 43,8$ °C)

щие диафрагмы остаются полностью открытыми $Q_{от}^{ЕПД}$.

Частичная тепловая нагрузка с одноступенчатым подогревом сетевой воды. Переход от двухступенчатого подогрева с частичным обводом (режимы с ЕПД) к одноступенчатому позволяет на части режимов исключить обвод сетевой воды и снизить давление в регулируемом отопительном отборе. Однако одноступенчатому подогреву сетевой воды присущи свои потери экономичности из-за уменьшения числа ступеней подогрева с двух до одной и дросселирования конденсационного потока в частично закрытой регулирующей диафрагме ЧНД.

Зависимость изменения мощности турбины при переходе от двухступенчатого к одноступенчатому подогреву сетевой воды приведена на рис. 3.10. Рассматривается диапазон режимов работы турбины при посто-

янном расходе свежего пара и изменении тепловой нагрузки от $Q_{от} = 0$ до $Q_{от} = Q_{от}^{ЕПД}$ (точка А). Режимы без ЕПД (при двухступенчатом подогреве) не рассматривались, как следует из § 3.2, при $Q_{от} > Q_{от}^{ЕПД}$ двухступенчатый подогрев более экономичен.

Для всех рассматриваемых турбин Т-250/-240, Т-175-130, Т-100-130 при тепловых нагрузках, близких к $Q_{от}^{ЕПД}$, одноступенчатый подогрев менее экономичен, чем двухступенчатый с обводом обеих ступеней подогрева. Это обусловлено тем, что обвод и, следовательно, потери, определяемые обводом, относительно невелики, а дросселирование в регулирующей диафрагме ЧНД при одноступенчатом подогреве значительно.

С уменьшением тепловой нагрузки расход пара в ЧНД возрастает, соответственно обвод при двухступенчатом подогреве увеличивается, а дросселирование при одноступенчатом подогреве уменьшается, и при некотором значении тепловой нагрузки ($Q_{от} = Q_{от}^{пер}$) одно- и двухступенчатый подогрев с обводом обеих ступеней равноэкономичны (точка В на рис. 3.10).

При тепловых нагрузках, меньших $Q_{от}^{пер}$, одноступенчатый подогрев более экономичен, причем с уменьшением тепловой нагрузки ΔN_e возрастает и достигает максимума в точке В, которая отвечает режиму работы турбины с одноступенчатым подогревом сетевой воды при полностью открытой регулирующей диафрагме ЧНД. При тепловой нагрузке точки В при одноступенчатом подогреве нет дросселирования конденсационного потока и нет обвода воды помимо сетевого подогревателя, что и обеспечивает максимальную эффективность одноступенчатого подогрева сетевой воды.

При дальнейшем уменьшении тепловой нагрузки необходим обвод по сетевой воде и при одноступенчатом подогреве, но обвод меньше, чем при двухступенчатом подогреве с обводом обеих ступеней, поэтому при тепловой нагрузке, меньшей чем в точ-

ке В, одноступенчатый подогрев более экономичен, но выигрыш в мощности уменьшается и становится равным нулю при $Q_{от} = 0$.

Приведенная на рис. 3.10 зависимость относится к режимам, для которых изменение тепловой нагрузки происходит за счет снижения температуры прямой сетевой воды ($W = \text{const}$, $\tau_{об} = \text{const}$). Однако рассмотренный качественный характер сопоставления одно- и двухступенчатого подогрева сетевой воды справедлив и при изменении тепловой нагрузки за счет W или $\tau_{об}$. Дополнительная мощность ΔN_e и численные значения $Q_{от}^{ЕПД}$, $Q_{от}^{пер}$ и $Q_{от}$ в точке В различны для каждой турбины и определяются ее конструкцией и режимом работы.

Максимальное увеличение мощности, возможное при одноступенчатом подогреве, составляет до 5 МВт в турбине Т-250/300-240, около 2,5 МВт для турбины Т-175/210-130 и около 1,5 МВт для турбины Т-110/120-130.

Важно практическое значение имеет определение численного значения $Q_{от}^{пер}$, которое является верхней границей режимов, для которых одноступенчатый подогрев сетевой воды более экономичен, чем двухступенчатый подогрев с обводом обеих ступеней подогрева.

Значение $Q_{от}^{пер}$ определяется расходом свежего пара, величиной и параметрами тепловой нагрузки. Согласно (3.1) тепловая нагрузка определяется тремя независимыми параметрами, поэтому в общем случае $Q_{от}^{пер}$ выражается одной из следующих зависимостей:

$$Q_{от}^{пер} = f(G_{тур}, W, \tau_{об}), \quad (3.48)$$

$$\tau_1^{пер} = f(G_{тур}, W, \tau_{об}), \quad (3.49)$$

$$W^{пер} = f(G_{тур}, Q_{от}, \tau_{об}). \quad (3.50)$$

На рис. 3.11, 3.12 представлены зависимости (3.48), (3.49) для турбины Т-250/300-240. При $Q_{от} \leq Q_{от}^{пер}$ (рис. 3.11) или $\tau_1 \leq \tau_1^{пер}$ (рис. 3.12) более экономичным является одноступенчатый подогрев сетевой воды, при $Q_{от} > Q_{от}^{пер}$ или $\tau_1 > \tau_1^{пер}$ более

экономичен двухступенчатый подогрев с обводом обеих ступеней.

Примеры определения $Q_{от}^{пер}$, $\tau_1^{пер}$ приведены на рис. 3.11, 3.12.

Частичная тепловая нагрузка с обводом верхней ступени подогрева сетевой воды. На режимах с ЕПД обвод одной верхней ступени подогрева сетевой воды сравнительно с одновременным обводом обеих ступеней приводит к следующим изменениям в работе турбины:

возрастает отбор пара на нижнюю ступень подогрева, поскольку при неизменном давлении в камере нижнего отбора, определяемом на режимах с ЕПД расходом пара в ЧНД, расход сетевой воды через нижнюю ступень в этом случае больше;

из-за увеличения отбора пара на нижнюю ступень возрастает расход пара через ступени промежуточного отсека и, следовательно, возрастает давление в камере верхнего отбора;

отбор пара на верхнюю ступень подогрева уменьшается, так как при примерно постоянном суммарном отборе увеличился отбор на нижнюю ступень;

в связи с изменением расхода пара через ступени промежуточного отсека и давления в верхней камере отбора возможно изменение КПД ступеней, предшествующих верхнему и нижнему отборам;

расход сетевой воды через верхнюю ступень подогрева уменьшается в большей мере, чем при обводе обеих ступеней подогрева.

Изменение экономичности определяется в основном тем, что при обводе одной верхней ступени отбор на верхнюю ступень уменьшается, но выполняется при более высоком давлении, чем при обводе обеих ступеней. Изменение КПД ступеней, а также некоторое изменение в температуре и количестве конденсата сетевых подогревателей влияют на экономичность турбины в меньшей мере.

Как показали выполненные расчеты, при переходе от обвода обеих ступеней к обводу верхней ступени мощность турбины возрастает. Более высокая экономичность обвода одной

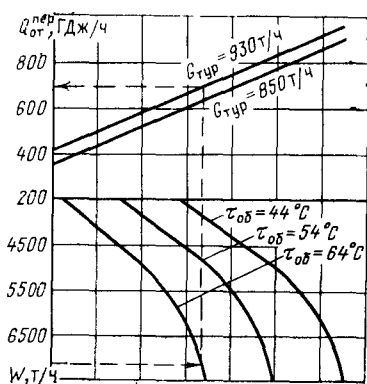


Рис. 3.11. Зависимость $Q_{от}^{пер} = f(G_{тур}, \tau_{об}, W)$

верхней ступени сохраняется в пределах всего диапазона тепловых нагрузок в области $Q_{от} < Q_{от}^{ЕПД}$.

Обвод верхней ступени обеспечивает более высокую экономичность турбины и по сравнению с одноступенчатым подогревом. С уменьшением тепловой нагрузки расход сетевой воды по обводной линии возрастает и в точке В (см. рис. 3.10) верхняя ступень полностью выключается из работы. В области режимов с тепловой нагрузкой, меньшей нагрузки в точке В, верхняя ступень не работает, поэтому оба способа работы (одноступенчатый подогрев и обвод верхней ступени) идентичны.

Увеличение мощности турбины при обводе верхней ступени сравнительно

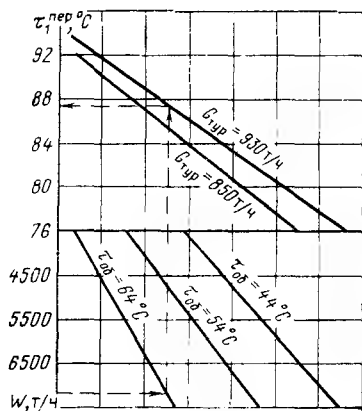


Рис. 3.12. Зависимость $\tau_1^{пер} = f(G_{тур}, \tau_{об}, W)$

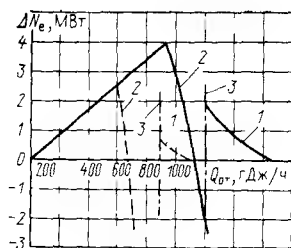


Рис. 3.13. Изменение мощности турбины Т-250/300-240 при переходе от двухступенчатого подогрева с обводом обеих ступеней к обводу одной верхней ступени или к одноступенчатому подогреву сетевой воды:

1 — обвод одной верхней ступени; 2 — одноступенчатый подогрев сетевой воды; 3 — максимальная тепловая нагрузка при обводе верхней ступени, ограниченная по расходу сетевой воды;
 — — — — — $G_{тур}=930$ м/ч, $W=5000$ м/ч, $t_{об}=64$ °С;
 — — — — — $G_{тур}=930$ м/ч, $W=2500$ м/ч, $t_{об}=64$ °С; — — — — — максимальная тепловая нагрузка при обводе верхней ступени, ограниченная по расходу сетевой воды

с обводом обеих ступеней и одноступенчатым подогревом для характерных режимов турбины Т-250/300-240 показано на рис. 3.13. Для рассматриваемых на рис. 3.13 режимов увеличение мощности при переходе к одноступенчатому подогреву меньше, чем на режиме, рассмотренном на рис. 3.10.

Сетевые подогреватели имеют ограничения по минимальному расходу сетевой воды, который определяется минимально допустимой скоростью в трубах подогревателя, равной 0,55—0,6 м/с, с тем, чтобы исключить заливание труб. Для сетевых подогревателей турбин Т-250-240 и Т-175-130 минимальный расход сетевой воды равен 1500 т/ч, для сетевых подогревателей турбины Т-100-130—1000 т/ч, что ограничивает возможную область режимов с обводом одного верхнего сетевого подогревателя. Ограничение режима с обводом верхнего сетевого подогревателя по минимальному расходу сетевой воды показано на рис. 3.13.

Частичная тепловая нагрузка с двухступенчатым подогревом сетевой воды и дросселированием греющего пара, поступающего на верхнюю ступень подогрева. Требуемая температура подогрева сетевой воды может быть обеспечена за счет дроссе-

лирования греющего пара с помощью регулирующего клапана, установленного на трубопроводе отбора пара к верхнему сетевому подогревателю. Тепловая экономичность этого способа работы практически почти одинакова* с обводом одной верхней ступени подогрева, но исключается ограничение диапазона режимов работы по минимальному расходу сетевой воды.

Однако в этом случае требуются дополнительные регулирующие устройства и имеют место потери давления в трубопроводе отбора на режиме с полностью открытыми регулирующими клапанами.

Поэтому этот способ работы в выпускаемых ПО ТМЗ теплофикационных турбинах с двумя отопительными отборами не применяется.

Оптимальный способ работы турбины в области режимов с ЕПД

Приведенные выше результаты выполненного исследования позволяют рекомендовать следующий оптимальный режим работы теплофикационной турбины при ограниченной тепловой нагрузке.

В пределах режимов без ЕПД (регулирующая диафрагма ЧНД частично открыта) оптимальным является двухступенчатый подогрев сетевой воды.

В области режимов с ЕПД оптимальным является двухступенчатый подогрев с полностью открытой регулирующей диафрагмой ЧНД и обводом верхней ступени подогрева. Область возможных режимов работы с обводом верхней ступени подогрева ограничена минимально допустимым расходом сетевой воды через подогреватель.

На режимах, когда обвод верхней ступени из-за малого расхода сетевой воды не разрешен, следует со-

* Некоторое снижение экономичности определяется тем, что при дросселировании греющего пара конденсат имеет более низкую температуру, чем при обводе сетевой воды, что увеличивает отбор на регенеративный подогреватель при соответствующем уменьшении отопительного отбора.

поставить экономичность одноступенчатого и двухступенчатого подогрева сетевой воды с обводом обеих ступеней. При $Q_{от} \geq Q_{от}^{пер}$ более экономичным является режим работы с полностью открытой регулирующей диафрагмой ЧНД и обводом обеих ступеней подогрева, при $Q_{от} < Q_{от}^{пер}$ более экономичным является одноступенчатый подогрев сетевой воды. Например, для турбины Т-250/300-240 для режима $G_{тур} = 930$ т/ч, $t_{об} = 64^\circ\text{C}$, $W = 2500$ м²/ч по данным рис. 3.13 тепловая нагрузка в точке В — 290 ГДж/ч, $Q_{от}^{пер} = 325$ ГДж/ч, минимальная нагрузка при обводе одной верхней ступени — 445 ГДж/ч, $Q_{от}^{ЕПД} = 550$ ГДж/ч.

Для указанного режима оптимальным является:

при $Q_{от} = 550$ ГДж/ч — двухступенчатый подогрев сетевой воды при частично закрытой регулирующей диафрагме ЧНД;

при $445 \text{ ГДж/ч} \leq Q_{от} < 550$ ГДж/ч — обвод одной верхней ступени подогрева (регулирующая диафрагма ЧНД открыта);

при $325 \text{ ГДж/ч} \leq Q_{от} < 445$ ГДж/ч — обвод обеих ступеней подогрева;

при $290 \text{ ГДж/ч} \leq Q_{от} < 325$ ГДж/ч — одноступенчатый подогрев сетевой воды с частично закрытой регулирующей диафрагмой ЧНД;

при $Q_{от} < 290$ ГДж/ч — одноступенчатый подогрев с частичным обводом сетевой воды при открытой регулирующей диафрагме ЧНД.

При $Q_{от} < 445$ ГДж/ч, т. е. когда обвод одной верхней ступени недостаточен, возможен вариант работы с неизменным минимальным расходом сетевой воды через верхнюю ступень и дополнительным обводом нижней ступени подогрева. Такой режим более экономичен, чем одновременный обвод обеих ступеней, но требует контроля за расходами воды по каждой ступени и поэтому заводской инструкцией не рекомендован. На этих режимах возможен переход к одноступенчатому подогреву, поскольку диапазон оптимальных режимов с обо-

дом обеих ступеней ограничен (например, при увеличении расхода сетевой воды до 5000 м³/ч этот диапазон согласно рис. 3.14 составляет 565—600 ГДж/ч), но при некотором снижении экономичности в указанном диапазоне.

Эффективность конденсационной выработки электроэнергии при частичной тепловой нагрузке

При работе теплофикационной турбины с частичной тепловой нагрузкой возможна конденсационная выработка электроэнергии за счет увеличения пропуска пара в конденсатор и соответствующего увеличения расхода свежего пара. При этом тепловая нагрузка остается неизменной.

Удельный расход теплоты на выработку конденсационной электроэнергии согласно (2.53)

$$q_k = \frac{Q_{тур} - Q_{тур}^T}{N_e - N_e^T}.$$

В энергетических характеристиках и диаграммах режимов, рассмотренных в § 2.3 и 2.4, приведены q_k каждой турбины, которые получены усреднением группы режимов. Например, в энергетических характеристиках q_k определен в зависимости от давления в верхнем отопительном отборе и, следовательно, усреднен для режимов с разными расходами пара в ЧНД.

В условиях эксплуатации при рассмотрении вопросов оптимизации распределения нагрузок между турбинами необходимо знать значения q_k с более высокой точностью, в том числе представляет интерес зависимость q_k от режима работы турбины: конденсационная мощность, температура прямой и обратной сетевой воды.

Необходимость определения уточненных значений q_k определяется также и тем, что в [68] приведены расчетные значения q_k турбины Т-100-130 для группы режимов, которые значительно отличаются от q_k по диаграмме режимов и энергетической характеристике. Рассмотрение q_k и его зависимости от режима работы выполнено для турбин Т-100-130, которые полу-

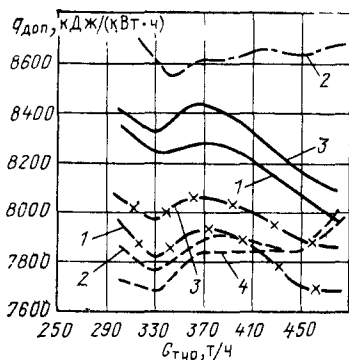


Рис. 3.14. Изменение удельного расхода теплоты в зависимости от расхода пара на турбину Т-110/120-130 при постоянной тепловой нагрузке:

— — — $t_1 = 120^\circ \text{C}$; — — — $t_1 = 110^\circ \text{C}$;
 — — — $t_1 = 100^\circ \text{C}$; — — — $t_1 = 80^\circ \text{C}$;
 1 — $t_{об} = 40^\circ \text{C}$; 2 — $t_{об} = 50^\circ \text{C}$; 3 — $t_{об} = 60^\circ \text{C}$;
 4 — $t_{об} = 70^\circ \text{C}$

чили наиболее широкое распространение среди турбин типа Т.

При неизменной тепловой нагрузке увеличение конденсационного расхода пара приводит к значительному изменению в работе сетевых подогревателей: изменяется распределение нагрузок по ступеням подогрева сетевой воды, потери в трубопроводах отборов, недогревы в подогревателях. Одновременно изменяются давления в камерах отопительных отборов, расходы пара и вследствие этого КПД предотборных ступеней. С увеличением конденсационного расхода пара

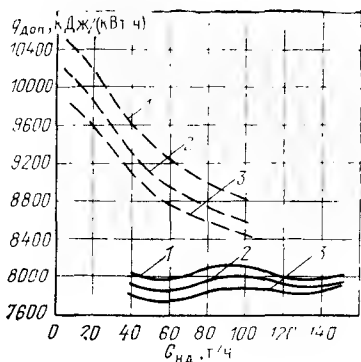


Рис. 3.15. Изменение удельного расхода теплоты на конденсационную выработку электроэнергии в зависимости от расхода пара в ЧНД турбины Т-110/120-130:

— — — по данным [68], — — — по результатам выполненного исследования $t_1 = 100^\circ \text{C}$; $t_{об}$:
 1 — 70°C ; 2 — 60°C ; 3 — 50°C

уменьшается степень дросселирования в регулирующей диафрагме ЧНД.

Увеличение конденсационного расхода пара приводит также к изменению перепада и КПД регулирующей ступени ЧВД, повышению температуры подогрева питательной воды и повышению давления в конденсаторе. Исходный режим, относительно которого рассматривалась экономичность конденсационной выработки электроэнергии, — режим работы турбины по тепловому графику с тепловой нагрузкой 418 ГДж/ч (расход свежего пара 270 т/ч) при охлаждении конденсатора циркуляционной водой.

Рассмотрен диапазон режимов: расход свежего пара — 270—480 т/ч, температура прямой сетевой воды — $80\text{--}120^\circ \text{C}$, температура обратной сетевой воды — $40\text{--}70^\circ \text{C}$.

Расчеты выполнены по полной программе расчетов тепловых балансов на ЭВМ, которая учитывает изменения КПД отсеков проточной части, характеристик теплообменников и т. п. [47]. Результаты выполненного расчетного исследования приведены на рис. 3.14.

Изменение q_k в зависимости от расхода свежего пара носит своеобразный волновой характер и определяется изменением КПД регулирующей ступени ЧВД.

С ростом температуры обратной сетевой воды q_k возрастает, влияние температуры прямой сетевой воды, как следует из рис. 3.14, не имеет монотонного характера, минимальные значения q_k отвечают температуре прямой сетевой воды порядка $100\text{--}110^\circ \text{C}$, при более высоких температурах ($t_1 = 120^\circ \text{C}$) и более низких температурах прямой сетевой воды ($t_1 = 80\text{--}90^\circ \text{C}$) q_k возрастает.

Как следует из рис. 3.14, значение q_k в рассмотренном широком диапазоне режимов без ЕПД находится в пределах $7700\text{--}8700$ кДж/(кВт·ч), изменяясь в пределах $\pm 6\%$ среднего значения. Усредненное значение q_k в зависимости от давления в отопительном отборе по энергетической характеристике турбины Т-110/120-130 составляет $7950\text{--}8750$ кДж/(кВт·ч).

Следовательно, погрешность определения q_k по энергетической характеристике невелика.

Что касается приведенных в [68] данных о значениях q_k и их изменений в зависимости от конденсационного пропуска пара, то, как следует из приведенного на рис. 3.15 сопоставления с результатами настоящего исследования, данные [68] не подтвердились.

Последовательное соединение конденсаторов по охлаждающей воде

Конденсаторы турбины, если их два или больше, могут быть включены по охлаждающей воде или параллельно или последовательно.

При последовательной схеме расход охлаждающей воды через один конденсатор больше, чем при параллельном их включении, поэтому нагрев воды Δt в каждом конденсаторе меньше, а недогрев больше, чем при параллельной схеме.

При последовательном включении давление в первом по ходу воды конденсаторе p_{k1}^c ниже, а давление во втором конденсаторе p_{k2}^c выше, чем давление p_k^n в тех же конденсаторах, но включенных параллельно.

Более низкое давление в первом по ходу воды конденсаторе объясняется тем, что из-за увеличенного вдвое расхода охлаждающей воды температура ее на выходе ниже, чем при параллельном включении.

Температура охлаждающей воды на выходе из второго конденсатора та же, что и при параллельном соединении, так как определяется суммарным нагревом воды в обоих последовательно включенных конденсаторах, но поскольку недогрев δt при последовательном включении возрастает, то и давление во втором по ходу воды конденсаторе выше, чем при параллельном соединении.

На рис. 3.16 приведена характерная зависимость давления в конденсаторах, включенных параллельно и последовательно, от температуры охлаждающей воды; тепловые нагрузки и суммарный расход воды одинаковы



Рис. 3.16. Изменение давления в конденсаторах турбины в зависимости от температуры охлаждающей воды

для обеих схем. Среднее давление в конденсаторах, включенных последовательно, $p_{k\text{ ср}}^c = 0,5 (p_{k1}^c + p_{k2}^c)$, как правило, ниже, чем давление p_k^n , что позволяет повысить экономичность турбины. Последовательное включение конденсаторов применяется в практике турбостроения, в том числе в теплофикационных турбинах (Т-175/210-130). Выбор схемы включения конденсаторов выполняется на основании технико-экономического исследования.

Для теплофикационных турбин, сравнительно с конденсационными характерны следующие особенности, которые влияют на выбор схемы включения конденсатора: более высокая температура охлаждающей воды, большая удельная нагрузка последней

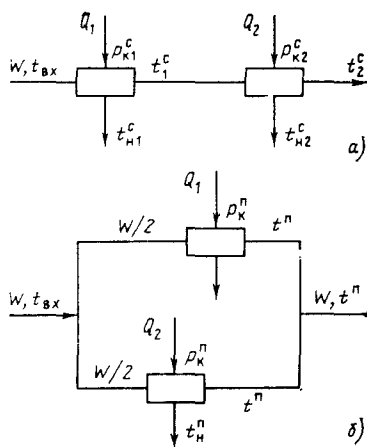


Рис. 3.17. Расчетная схема соединения конденсаторов по воде. Основные обозначения:

а — последовательная схема; б — параллельная схема

ступени, возможность режимов с разными расходами пара в каждый из конденсаторов.

Рассмотрим эффективность последовательного соединения конденсаторов по охлаждающей воде при следующих исходных данных: число конденсаторов — два, поверхность теплообмена конденсаторов, скорости охлаждающей воды в трубах поверхности теплообмена и коэффициенты теплопередачи равны для обоих конденсаторов и остаются неизменными при переходе от параллельного к последовательному соединению (некоторым отличием в численном значении коэффициента теплопередачи из-за разных средних температур охлаждающей воды пренебрегаем). Схемы и условные обозначения при последовательном и параллельном соединении конденсаторов приведены на рис. 3.17.

Изменение среднего давления в конденсаторах при переходе от параллельной к последовательной схеме

Рассмотрим общий случай, когда тепловые нагрузки на конденсаторы турбины различные ($Q_1 \neq Q_2$). Для удобства анализа вместо давления p_k рассматривается однозначно связанная с p_k температура насыщения t_n .

Для последовательной схемы, если учитывать, что недогрев определяется известной зависимостью:

$$\delta t_1^c = \frac{\Delta t_1^c}{e^{kF/Wc} - 1},$$

$$\delta t_2^c = \frac{\Delta t_2^c}{e^{kF/Wc} - 1},$$

где k — коэффициент теплопередачи; c — теплоемкость воды при постоянном давлении, справедливо

$$t_{n(c.p)} = 0,5(t_{n1}^c + t_{n2}^c) - t_{вх} + \Delta t_1^c + \\ + 0,5\Delta t_2^c + \frac{0,5(\Delta t_1^c + \Delta t_2^c)}{\frac{kF}{Wc} - 1}$$

(обозначения см. рис. 3.17);

для параллельной схемы

$$t_{n(c.p)} = 0,5(t_{n1}^n + t_{n2}^n) - t_{вх} + \\ + 0,5(\Delta t_1^n + \Delta t_2^n) + \frac{0,5(\Delta t_1^n + \Delta t_2^n)}{\frac{2kF}{Wc} - 1},$$

где

$$\Delta t_1^c = \frac{Q_1}{W}, \quad \Delta t_2^c = \frac{Q_2}{W}, \quad \Delta t_1^n = \frac{2Q_1}{W}, \\ \Delta t_2^n = \frac{2Q_2}{W}, \quad Q_1 + Q_2 = Q.$$

Тогда

$$t_{n(c.p)}^c = t_{вх} + \frac{Q_1}{W} + \frac{Q_2}{2W} + \\ + \frac{Q_1 + Q_2}{2W} \frac{1}{\frac{kF}{Wc} - 1}, \\ t_{n(c.p)}^n = t_{вх} + \frac{Q_1 + Q_2}{W} + \\ + \frac{Q_1}{W} \frac{Q_2}{W} \frac{1}{e^{2kF/Wc} - 1}.$$

Изменение средней температуры насыщения при переходе от параллельной к последовательной схеме включения конденсаторов

$$\Delta t_{n(c.p)} = t_{n(c.p)}^n - t_{n(c.p)}^c = \frac{Q_2}{2W} + \\ + \frac{Q_1 + Q_2}{2W} \left[\frac{2}{e^{2kF/Wc} - 1} - \frac{1}{e^{kF/Wc} - 1} \right].$$

$$\text{Обозначив } \frac{Q}{2W} = A, \quad \frac{Q_1}{Q} = \rho, \\ \frac{1}{e^{kF/Wc} - 1} - \frac{2}{e^{2kF/Wc} - 1} = \beta$$

и учитывая, что $Q = Q_1 + Q_2$, получим

$$\Delta t_{n(c.p)} = A(1 - \rho - \beta). \quad (3.51)$$

Как следует из зависимости (3.51), $\Delta t_{n(c.p)}$ возрастает с уменьшением ρ , т. е. с уменьшением относительной нагрузки первого по ходу охлаждающей воды конденсатора. Следовательно, при последовательном соединении конденсаторов с заданной суммарной нагрузкой средняя температура насыщения и среднее давление по обоим конденсаторам уменьшаются при уменьшении относительной нагрузки первого по ходу воды конденсатора.

Такое положение объясняется тем, что с уменьшением нагрузки первого конденсатора давление в нем уменьшается существенно как из-за уменьшения температуры охлаждающей воды на выходе, так и из-за уменьшения недогрева, в то время как с увеличением нагрузки второго по ходу воды конденсатора давление в нем возрастает на меньшую величину только из-за увеличения недогрева, так как температура охлаждающей воды на выходе остается при этом неизменной.

Рассмотрим частный случай равного распределения нагрузок по обоим конденсаторам $Q_1 = Q_2$, тогда $A = Q/2W = Q_1/W = \Delta t_{\text{ср}}^{\text{с}} \cdot \rho = Q_1/Q = 0,5$.

Для рассматриваемого частного случая $Q_1 = Q_2$ из (3.51) следует

$$\Delta t_{\text{н(ср)}} = \Delta t_{\text{с}}^{\text{с}} (0,5 - \beta). \quad (3.52)$$

При характерных для современных конденсаторов значениях kF/W величина $0,5 - \beta$ находится в пределах 0,10–0,25. Таким образом, при последовательном включении конденсаторов с равной тепловой нагрузкой средняя температура насыщения меньше, чем при параллельном их соединении, на 10–25% нагрева воды в одном конденсаторе. Из рассмотрения зависимости (3.52) следует, что при заданной тепловой нагрузке конденсаторов снижение среднего давления будет тем больше, чем меньше расход охлаждающей воды и чем больше поверхность охлаждения конденсатора.

Зависимость $\Delta p / \Delta t_{\text{н}} = f(t_{\text{н}})$, где Δp — изменение давления, соответствующее изменению температуры насыщения на $\Delta t_{\text{н}}$, представлена на рис. 3.18. Как следует из рис. 3.18, $\Delta p / \Delta t_{\text{н}}$ растет с увеличением $t_{\text{н}}$, поэтому снижение среднего давления в конденсаторах при последовательном включении сравнительно с параллельным возрастает с увеличением температуры охлаждающей воды.

Зависимости (3.51), (3.52) получены без учета работы эжектора. При низких температурах охлаждающей воды возможно ограничение давления

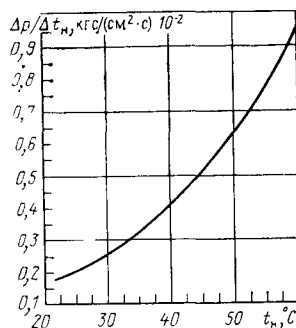


Рис. 3.18. Изменение величины $\Delta p / \Delta t_{\text{н}}$ в зависимости от температуры насыщения

в конденсаторе, определяемое характеристикой эжектора. В этом случае давление в первом по ходу охлаждающей воды конденсаторе, несмотря на удвоенный расход воды, будет близким или равным давлению в конденсаторе при параллельной схеме включения, в то время как давление во втором конденсаторе всегда выше, чем при параллельной схеме. Поэтому если давление в конденсаторе определяется характеристикой эжектора, то среднее давление при последовательной схеме может быть равным или выше, чем давление в конденсаторе при параллельной схеме.

Изменение мощности турбины при переходе от параллельной к последовательной схеме для равных нагрузок обоих конденсаторов

Изменение мощности турбины в зависимости от давления в конденсаторе определяется универсальной кривой [70], характерный вид которой приведен на рис. 3.19. Универсальную кривую можно разделить на три

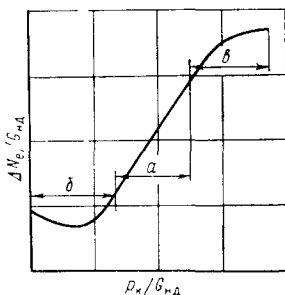


Рис. 3.19. Универсальная кривая

части: средний участок (a на рис. 3.19) с линейной характеристикой, участок b , отвечающий малым значениям p_k ЧНД, и участок $в$ — при больших значениях p_k ЧНД.

В пределах режимов, для которых справедлив участок a универсальной кривой, при переходе на последовательную схему мощность ЧНД, присоединенной к первому конденсатору, увеличится на

$$\Delta N_1 = m(p_k'' - p_k'), \quad (3.53)$$

а мощность ЧНД, присоединенной ко второму конденсатору, уменьшится на

$$\Delta N_2 = m(p_{k2}' - p_k''), \quad (3.54)$$

где m — коэффициент пропорциональности, определяемый участком a универсальной кривой.

Общее изменение мощности

$$\Delta N = \Delta N_1 - \Delta N_2 = 2m\Delta p_{ср}, \quad (3.55)$$

где $\Delta p_{ср} = p_k'' - p_{k(ср)}' - p_k'' + 0,5 \times (p_{k1}' + p_{k2}')$.

Зависимость (3.55) нарушается, если ЦНД, присоединенный к первому конденсатору, будет находиться в области b универсальной кривой. В этом случае приращение мощности ΔN_1 меньше, чем по формуле (3.53). Такое положение может иметь место при глубоком вакууме и малой торцевой площади последней ступени, что характерно для режимов работы теплофикационной турбины с конденсационной нагрузкой при низких температурах охлаждающей воды. При работе турбины на режимах, отвечающих области b универсальной кривой, последовательное включение конденсаторов по охлаждающей воде может привести к снижению экономичности турбины, так как в левой части области b с уменьшением давления в конденсаторе мощность ЧНД не возрастает, а уменьшается. Это объясняется тем, что при низких давлениях в конденсаторе в последней ступени достигается так называемый предельный вакуум, когда при дальнейшем снижении давления использованный перепад в последней ступени остается неизменным, в то же время при сниже-

нии давления в конденсаторе возрастает отбор на ПНД № 1, и, следовательно, уменьшается расход пара в ЧНД, что при неизменном использованном перепаде и приводит к уменьшению мощности ЧНД при снижении давления в конденсаторе ниже предельного вакуума.

Зависимость (3.55) нарушается также, если режим работы ЦНД относится к области $в$, что возможно при высоких температурах охлаждения воды. В области $в$ потери мощности ΔN_2 меньше, чем определяемые формулой (3.54), что определяет большую величину суммарного приращения мощности, чем по формуле (3.55).

Следовательно, эффективность последовательной схемы включения конденсаторов зависит от температуры охлаждающей воды. При низких температурах последовательная схема может быть менее экономичной, чем параллельная, или из-за ограничения вакуума характеристикой эжектора, когда $\Delta p_{ср}$ отрицательно, или из-за того, что режим работы последней ступени приходится на левую часть участка b универсальной кривой, когда при углублении вакуума мощность ЧНД уменьшается.

С повышением температуры охлаждающей воды последовательная схема обеспечивает большую экономичность сравнительно с параллельным соединением конденсаторов по охлаждающей воде, так как обеспечивается условие $\Delta p_{ср} > 0$, а последняя ступень выходит в область режимов, характеризующихся участками a и $в$ универсальной кривой (рис. 3.19).

Конденсационные режимы теплофикационных турбин имеют место в основном в неотапливаемый период, когда температура охлаждающей воды составляет 25—30 °С, что определяет относительно высокую эффективность последовательного включения конденсаторов.

Зависимость эффективности последовательного соединения конденсаторов от температуры охлаждающей воды индивидуальна для каждого турбоагрегата и определяется рас-

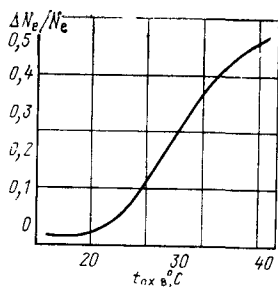


Рис. 3.20 Увеличение экономичности турбины ТК-450.500-60 на конденсационном режиме при последовательной схеме включения конденсаторов сравнительно с параллельной в зависимости от температуры охлаждающей воды

ходом охлаждающей воды, поверхностью конденсатора, характеристикой эжектора и размерами последней ступени. На рис. 3.20 приведена зависимость $\Delta N_e/N_e = f(t_{ox, в})$ для одной из турбин на номинальном конденсационном режиме, где $\Delta N_e/N_e$ — относительное уменьшение удельного расхода мощности при переходе от параллельной к последовательной схеме соединения конденсаторов.

Как следует из рис. 3.20, при $t_{ox, в} \leq 21^\circ C$ параллельная схема более экономична, но преимущества невелики и $\Delta N_e/N_e$ составляет менее 0,05%, а при $t_{ox, в} > 21^\circ C$ более экономично последовательное соединение конденсаторов. При расчетной температуре охлаждающей воды $27^\circ C$ увеличение экономичности равно 0,15%.

При последовательной схеме давление во втором по ходу воды конденсаторе выше, чем давление в конденсаторах при параллельной схеме. Следовательно, ограничение по максимальному давлению в конденсаторе, устанавливаемое для турбины на конденсационном режиме, в случае последовательной схемы будет иметь место при более низкой температуре охлаждающей воды, чем при параллельной схеме. При достижении максимального давления работа с более высокой температурой охлаждающей воды возможна только при ограничении расхода пара в конденсатор, т. е. при ограничении конденсационной мощности.

На рис. 3.16 показано изменение давления в конденсаторах турбины в зависимости от температуры охлаждающей воды. Равным максимальным давлением 120 кПа при параллельной и последовательной схемах соответствует разница в температуре охлаждающей воды 2 С.

Оптимальная схема соединения конденсаторов при различных нагрузках на каждый из них

На теплофикационных режимах нагрузка каждого из конденсаторов может быть различной. Практически такое положение реализуется в теплофикационной турбине, имеющей два ЦНД, расходы пара в каждый из ЦНД на теплофикационных режимах изменяются в широких пределах и значительно отличаются друг от друга [60].

При последовательном соединении конденсаторов возможны два конкретных решения: первым по ходу охлаждающей воды включается или конденсатор с меньшей нагрузкой $Q_1/Q < 0,5$ или конденсатор с большей нагрузкой $Q_1/Q > 0,5$.

Из зависимости (3.51) следует, что меньшее среднее давление по обоим конденсаторам имеет место для варианта $Q_1/Q < 0,5$, поэтому в общем случае следует ожидать, что большая экономичность турбины обеспечивается в том случае, если первым по ходу охлаждающей воды включен конденсатор с меньшей нагрузкой, а вторым — конденсатор с большей нагрузкой.

Учитывая, однако, указанные выше возможные ограничения по вакууму в первом конденсаторе, определяемые характеристикой эжектора, а также возможность выхода на участок б универсальной кривой, необходима проверка оптимальной схемы включения конденсаторов на теплофикационном режиме для конкретных условий рассматриваемой турбины.

На рис. 3.21 приведены результаты исследования схем включения конденсационной установки турбины мощностью 500 МВт, выполненного для следующих условий, характерных для номинального режима работы турбины: температура охлаждающей воды $t_{ox, в}$

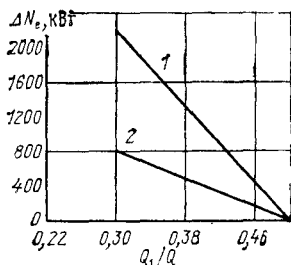


Рис. 3.21. Увеличение мощности турбины ТК-450/500-60 при включении первым по ходу воды конденсатора с меньшей тепловой нагрузкой в зависимости от относительной тепловой нагрузки первого конденсатора:

1 $W/Q_{\text{кон}}=33$; 2 $W/Q_{\text{кон}}=64$

$= 15^\circ \text{C}$, удельная паровая нагрузка на последнюю ступень (средняя по обоим цилиндрам) — $32 \text{ т}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$. Рассмотрены два значения кратности охлаждения — 33 и 64*, изменение нагрузки на один из конденсаторов в пределах от 0,3 до 0,5 от общей нагрузки.

Как следует из рис. 3.21, при последовательном соединении конденсаторов турбины большая экономичность обеспечивается в том случае, если первым по ходу охлаждающей воды включен конденсатор с меньшей тепловой нагрузкой. При $Q_1/Q = 0,3$ увеличение мощности сравнительно с возможным вариантом включения первым конденсатора с большей нагрузкой составляет более 2000 кВт при кратности охлаждения 33 и около 800 кВт при кратности охлаждения 64. С увеличением Q_1/Q выигрыш в мощности уменьшается, поскольку при $Q_1/Q = 0,5$ оба сопоставляемых варианта равноэкономичны.

Влияние очередности открытия регулирующих диафрагм ЧНД на экономичность турбины

Теплофикационные турбины мощностью 100 МВт и выше имеют двухпоточные ЧНД. При выполнении регулирующих органов в виде регулирующих диафрагм в двухпоточных

ЧНД возможны два способа их открытия:

параллельный, когда степень открытия обеих регулирующих диафрагм и расходы пара в оба потока одинаковы на всех режимах;

последовательный, когда степень открытия и расходы пара в оба потока различны.

Рассмотрим сравнительную экономичность обоих способов.

Прежде всего следует отметить, что нельзя говорить об аналогии между сопловым парораспределением ЧВД и последовательным открытием регулирующих диафрагм ЧНД. Конструктивно ЧВД выполняется таким образом, что при любом порядке открытия клапанов давление за первой (регулирующей) ступенью определяется суммарным расходом пара. При переходе от дроссельного к сопловому парораспределению давление за регулирующей ступенью при том же расходе пара остается неизменным, а давление перед регулирующей ступенью из-за уменьшения числа открытых сопел возрастает. Соответственно увеличивается использованный перепад в регулирующей ступени, что и определяет повышение экономичности турбины.

Для двухпоточной ЧНД давление за первой (регулирующей) ступенью каждого потока определяется расходом пара данного потока, а не суммарным расходом пара в ЧНД, так как камеры за первыми ступенями обоих потоков в выпускаемых в настоящее время турбинах не соединены между собой*. В этих условиях изменение порядка открытия регулирующих диафрагм ЧНД означает одновременное изменение давления до и за регулирующей ступенью и поэтому не приводит к тому увеличению использованного перепада, которое имеет место при сопловом парораспределении ЧВД.

* Кратности охлаждения 33 отвечает оптимальный для отопительного периода расход охлаждающей воды, а кратности охлаждения 64 — номинальный расход.

* Протечка пара из одного потока ЧНД в другой через зазоры между диафрагмами и рабочими колесами регулирующих ступеней невелика сравнительно с расходом пара через ЧНД и поэтому не влияет на давление за регулирующей ступенью

Следовательно, при последовательном открытии регулирующих диафрагм ЧНД современных теплофикационных турбин нельзя обеспечить эффект соплового парораспределения.

Рассмотрим эффективность другого возможного пути повышения экономичности при последовательном открытии регулирующих диафрагм ЧНД — за счет такого распределения расхода по потокам, чтобы в одном из них, а именно в том, где больший расход пара, был достигнут максимальный КПД. Но если в одном из потоков КПД максимален, то, очевидно, для второго потока с меньшим расходом пара КПД будет сниженным (проточные части обоих потоков одинаковы).

Расчетное исследование влияния распределения расходов пара по потокам на экономичность выполнено для турбины Т-175-130. Зависимость относительного изменения КПД от расхода пара приведена на рис. 3.22. Рассматривались два возможных конструктивных выполнения конденсатора: турбина имеет один конденсатор, общий для обоих потоков ЧНД, тогда при перераспределении расходов пара между двумя потоками давление в конденсаторе p_k остается постоянным (вариант $p_k = \text{const}$); турбина имеет два конденсатора, включенных параллельно по охлаждающей воде, давления в конденсаторах различны и устанавливаются в соответствии с расходом пара в каждом из потоков (вариант $p_k = \text{var}$).

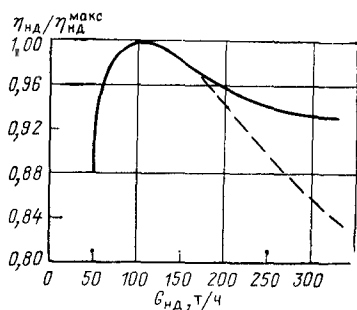


Рис. 3.22. Относительное изменение КПД турбины Т-175/210-130 в зависимости от расхода пара в ЧНД:
— $p_k = \text{var}$; - - - $p_k = \text{const}$

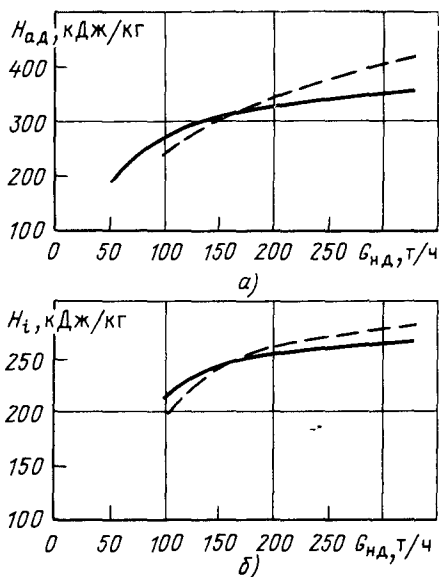


Рис. 3.23. Изменение изопентальпийного и использованного перепада ЧНД в зависимости от расхода пара в ЧНД;

а — изопентальпийный перепад; б — использованный перепад: — $p_k = \text{var}$; - - - $p_k = \text{const}$

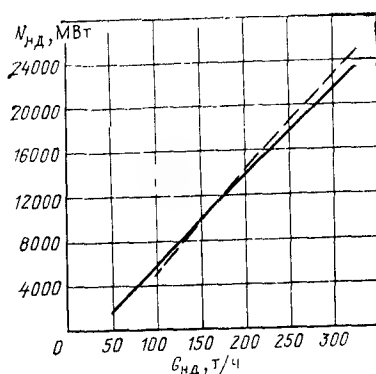


Рис. 3.24. Изменение мощности ЧНД турбины Т-175/210-130 в зависимости от расхода пара в ЧНД:

— $p_k = \text{var}$; - - - $p_k = \text{const}$

На рис. 3.23 приведена зависимость изопентальпийного перепада ЧНД от расхода пара, а на рис. 3.23 и 3.24 полученные в результате расчетов зависимости использованного перепада h_i и мощности ЧНД от расхода пара. Зависимость $h_i = f(G_{нд})$

удовлетворительно описывается уравнением гиперболы

$$h_i = \frac{3600}{a_1} \left(1 - \frac{a_0}{G_{\text{НД}}} \right),$$

тогда, если учитывать, что $N_{\text{НД}} = G_{\text{НД}} h_i / 3600$, зависимость $N_{\text{НД}} = f(G_{\text{НД}})$ выражается линейным уравнением

$$G_{\text{НД}} = a_0 + a_1 N_{\text{НД}}. \quad (3.56)$$

При параллельном открытии регулирующих диафрагм

$$G_{\text{НД1}} = G_{\text{НД2}}, \quad N_{\text{НД1}} = N_{\text{НД2}}.$$

Суммарная мощность обоих потоков $N_{\text{НД}} = N_{\text{НД1}} + N_{\text{НД2}}$ и с учетом зависимости (3.56)

$$N_{\text{НД}} = \frac{G_{\text{НД}} - 2a_0}{a_1}. \quad (3.57)$$

При последовательном открытии регулирующих диафрагм и том же суммарном расходе

$$N_{\text{НД1}} = \frac{G_{\text{НД1}} - a_0}{a_1},$$

$$N_{\text{НД2}} = \frac{G_{\text{НД2}} - a_0}{a_1},$$

$$N_{\text{НД}} = N_{\text{НД1}} + N_{\text{НД2}} = \frac{G_{\text{НД}} - 2a_0}{a_1}.$$

Следовательно, если зависимость $N_{\text{НД}} = f(G_{\text{НД}})$ удовлетворяет линейному уравнению (3.56), то при любом произвольном распределении расходов пара по потокам суммарная мощность ЧНД остается неизменной.

Возможность повышения мощности при произвольном распределении расходов по потокам определяется фактическим отличием зависимости $N_{\text{НД}} = f(G_{\text{НД}})$ от линейного уравнения (3.56).

Выполненное расчетное исследование изменения мощности ЧНД турбины Т-175-130 при различных вариантах распределения расхода пара между двумя потоками по сравнению с равным распределением расходов показало, что возможное увеличение мощности составляет менее 1% мощности ЧНД.

Линейный характер зависимости $N_{\text{НД}} = f(G_{\text{НД}})$, полученный для турбины Т-175-130, характерен и для других турбин и подтверждается результатами испытаний турбин на электростанциях.

Таким образом, в широком диапазоне режимов, в пределах которых мощность ЧНД положительна, последовательное открытие регулирующих диафрагм ЧНД не может обеспечить повышение экономичности.

Возможны, однако, некоторые режимы работы турбины, для которых изменение порядка открытия регулирующих диафрагм может привести к увеличению мощности ЧНД. Рассмотрим особенности этих режимов.

Как показывают испытания [68], при малых расходах пара, когда мощность ЧНД отрицательна, зависимость $N_{\text{НД}} = f(G_{\text{НД}})$ перестает быть линейной, в том числе при расходах пара, близких к нулю, отрицательная мощность ЧНД определяется давлением в конденсаторе и от расхода пара не зависит.

Возможное увеличение мощности ЧНД на режиме, когда для одного из потоков зависимость (3.56) не выполняется, равно

$$\Delta N_{\text{с}} = N_{\text{НД1}} - \left(\frac{G_{\text{НД}} - a_0}{a_1} \right), \quad (3.58)$$

где $N_{\text{НД1}}$ — мощность потока с минимальным расходом пара.

В соответствии с зависимостью (3.57) увеличение мощности ЧНД на a_0/a_1 может быть достигнуто, если один из потоков на теплофикационном режиме исключить из работы. При этом, однако, должен быть решен вопрос об обеспечении работы обоих потоков на конденсационном режиме.

Для возможных вариантов с разными расходами пара по потокам ЧНД будут иметь место следующие особенности в работе турбины: существенное отличие температурных условий обоих потоков ЧНД, разогрев проточной части потока с малым расходом пара; дополнительные осевые усилия на упорный подшипник, поскольку

ранее симметричный расход пара в оба потока ЧНД становится асимметричным; возможна перегрузка облопачивания для потока с большим расходом пара в случае аварийного отключения тепловой нагрузки и соответствующего наброса конденсационной мощности; дополнительные требования предъявляются к системе регулирования и защиты турбины.

Если учитывать, что обеспечение надежной работы в указанных условиях представляет определенные трудности, возможность и целесообразность практической реализации режима с разными расходами пара по обоим потокам ЧНД подлежит расчетной и опытной проверке применительно к конкретным турбинам.

В том случае, если давление перед

двумя потоками или расходы пара по обоим потокам стабильно различны, если существенно различны давления в конденсаторах (например, один охлаждается обратной сетевой водой, а второй — циркуляционной или подпиточной водой), может быть эффективным выполнение различных проточных частей для каждого из потоков, отличающихся числом ступеней или высотами лопаток.

Теплофикационные турбины с двумя цилиндрами низкого давления имеют большие возможности для реализации возможных преимуществ изменения порядка открытия регулирующих органов ЧНД, так как один из ЦНД может работать в режиме, отличном от режима работы второго ЦНД.

Глава четвертая

СХЕМЫ ТУРБОУСТАНОВОК С ТЕПЛОФИКАЦИОННЫМИ ТУРБИНАМИ

4.1. Общие положения

Схемы турбоустановок являются частью общей схемы электростанции, в которую входит различное тепломеханическое оборудование, а также соединяющие его паропроводы и водяные линии. Принятая схема в значительной мере определяет компоновку турбоагрегата, взаимное расположение оборудования, возможности его удобного обслуживания и ремонта.

На ТЭЦ до последнего времени применялись схемы с поперечной связью (рис. 4.1, а): свежий пар от всех котлов поступает в один общий коллектор, из которого подается ко всем турбинам электростанции [49]. В условиях, когда котлы имеют меньшую надежность, чем турбины, такая схема повышает надежность электростанции в целом, позволяя при выходе из строя какого-либо котла сохранить в работе все турбины. Для ТЭЦ отмеченное обстоятельство имеет особое значение, так как резервирование тепловой энергии, выдаваемой теплофикационными турбинами, довольно сложно. Однако преимущества блочных

схем (рис. 4.1, б), в которых каждая турбина питается паром от своего котла, приводят к появлению блочных установок не только на КЭС, но и на теплоэлектроцентралях. Впервые они появились на тех ТЭЦ, где устанавливались турбины с промежуточным перегревом пара, которые могут работать только в блочных схемах.

Блочные установки позволяют сократить количество арматуры и паропроводов высокого давления, обеспечивают возможность пуска и работы блока на скользких параметрах пара, возможность промывки и расхо-

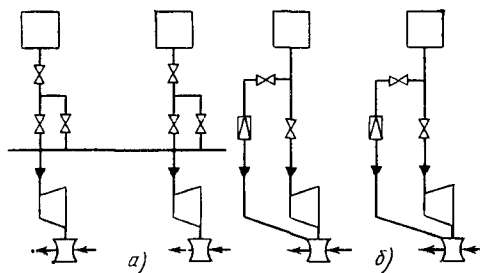


Рис. 4.1. Принципиальные схемы ТЭЦ:
а — с поперечной связью; б — с блочными установками

лаживания при остановах, сохранения конденсата в цикле установки при пусках и остановах.

Для решения некоторых из перечисленных задач на ТЭЦ с поперечной связью применяются специальные устройства и оборудование (например, пусковые конденсаторы, промывочные устройства, устройства для расхолаживания и т. д.).

Рассматриваемые ниже схемы турбоустановок с турбинами ПО ТМЗ включают в себя основную часть тепломеханического оборудования и соединяющих его трубопроводов, расположенных в машинном зале электростанции. Деаэраторы, питательные насосы, а также некоторые элементы блочных установок, расположенные вне машинного зала, показаны только на принципиальных схемах.

4.2. Схема турбоустановки с турбиной Т-110/120-130-5

Схема турбоустановки за время пуска турбины претерпела ряд изменений и первоначально выполнялась для работы с коллектором свежего пара. В дальнейшем в схему были включены дополнительные элементы, благодаря которым схема с небольшими изменениями может быть применена как для работы с поперечной связью, так и для блочной работы (рис. 4.2).

а) Подвод свежего пара

Свежий пар поступает от котла в машинный зал по одной нитке паропровода $\varnothing$ 300 мм. Для прогрева главного паропровода врезана линия продувки с вентилями 8 и 15, между которыми имеется линия ревизии, позволяющая контролировать процесс прогрева паропровода, а также отсутствие в нем пара во время ремонтов или длительного останова турбины. Сама продувка в схемах с поперечной связью производится в станционный расширитель дренажей. Если же турбина работает по блочной схеме, то продувка направляется в расширитель дренажей высокого давления.

Главная паровая задвижка 1 (ГПЗ) обеспечивает надежное отключение турбины (1) от паровой магистрали, особенно во время ремонтов и длительных остановок агрегата, выполняет функции дополнительной защиты в аварийных ситуациях,

когда не произошло надежного закрытия стопорного и регулирующих клапанов. Наличие ГПЗ позволяет пускать турбину байпасным клапаном, производить при установке промывочного устройства промывку турбины под нагрузкой. Около ГПЗ выполнены два обода, на одном из них последовательно установлены вентиль 3 и регулирующий клапан 4 (байпас) диаметром 100 мм. Вентиль 3 не участвует в процессе дросселирования пара, поэтому его запорные поверхности не изнашиваются и обеспечивают необходимую плотность при закрытии. Пуск турбины байпасом позволяет производить его с открытыми регулирующими клапанами, обеспечивая тем самым более равномерный прогрев перепускных труб, паровых коробок, клапанов, а также ЦВД, в который в этом случае поступает пар через все сопловые сегменты.

Наличие байпаса облегчает снятие характеристик систем регулирования благодаря тому, что небольшим байпасным клапаном можно плавно изменять давление пара перед регулирующими клапанами, поддерживая нужную частоту вращения ротора. Однако байпас усложняет паропроводы свежего пара, поэтому в блочных установках его не применяют. На втором обводе расположено промывочное устройство (19). Вода, охлаждающая пар, подаваемый в турбину при промывке, подводится от питательного насоса. Для большей надежности отключения воды на линии ее подвода установлены два отсечных вентиля, между которыми выведена линия ревизии.

Перед отсечными вентилями расположен регулирующий клапан 11 с байпасом 9, используемый для тонкой регулировки подачи воды, которую необходимо обеспечивать, несмотря на довольно большой расход пара через промывочное устройство.

На трубопроводе свежего пара между ГПЗ и стопорным клапаном (21) имеется линия обеспаривания. Эта линия у турбин последних выпусков выполнена большего диаметра ($\varnothing$ 50 мм) для возможности использования ее в дальнейшем при воздушном расхолаживании турбины. От стопорного к регулирующим клапанам пар идет по четырем перепускным трубам.

б) Конденсационная установка

Конденсационная установка включает в себя конденсаторную группу (3), воздухоудалющие устройства (4) и (5); конденсатные насосы (15) и (8), эжектор циркуляционной системы, водяные фильтры, трубопроводы с необходимой арматурой. Установка обеспечивает конденсацию поступающего в нее пара, создание разрежения в выхлопных патрубках турбины и сохранение конденсата в цикле турбоустановки, а на ряде режимов — полное или частичное использование теплоты пара, поступающего в конденсаторы.

Таблица 4.1. Основные данные конденсаторов и сетевых подогревателей

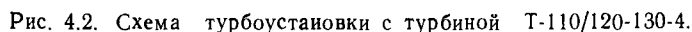
Наименование	Марка турбины			
	T-100-130	T-175-130	T-250-240	ПТ-135 130
Тип конденсатора	КГ2-6200-III	КГ2-12000-1	К-14000-1	К-6000-1
Поверхность теплообмена, м ² :				
общая	6200*	11 960*	13 800	6000
основных пучков	5240	9800	11 130	4900
встроенных пучков	940	2160	2670	1100
Расход циркуляционной воды, т/ч:				
через все пучки:				
номинальный	16 000	24 800	28 000	12 400
минимальный	8000	12 400	14 000	6000
через основные пучки:				
номинальный	13 500	20 000	22 700	10 000
минимальный	7000	10 000	11 350	5000
через встроенные пучки (в два хода):				
номинальный	2500	4800	5800	2400
минимальный	1200	2400	2900	1200
Расход через встроенные пучки, т/ч:				
сетевой воды (в один ход):				
максимальный	6000	—	—	—
минимальный	3000	—	—	—
подпиточной воды (в четыре хода):				
максимальный	1500	2400	2900	1200
минимальный	600	1200	1450	600
Тип сетевого подогревателя (сокращенное обозначение)	ПСГ-2300	ПСГ-5000	ПСГ-5000	ПСГ-1300
Поверхность теплообмена, м ²	2300	5000	4950	1300
Расход сетевой воды, т/ч:				
максимальный	4500	7200	8000	3500
номинальный	3500	6000	6000	2300
минимальный	1000	1500	1500	700

* Все данные на два конденсатора (конденсаторная группа).

Конденсаторная группа состоит из двух конденсаторов, их поверхность охлаждения (табл. 4.1) образуется трубами $\varnothing 24$ мм и толщиной стенки 1 мм, концы которых завальцованы в трубные доски. Материал труб выбирается в зависимости от качества охлаждающей воды (содержания в ней солей, химических веществ, твердых осадков и пр.). В каждом конденсаторе поверхность охлаждения разделена на три пучка: два основных (боковые) и один встроенный (средний). По водяной стороне основные пучки рассчитаны на

работу при давлении 0,245 МПа, встроенные — 0,78 МПа.

Конденсат из корпусов конденсаторов стекает в два сборника конденсата. Оба сборника соединены между собой трубопроводом $\varnothing 400$ мм, по трубопроводу производится откачка конденсата насосами (15). Сливы конденсата из расширителя конденсатора и расширителя высокого давления выполнены соответственно $\varnothing 200$ и 100 мм параллельно в оба сборника конденсата. Места ввода сливов отгорожены от остального пространства сборников конденсата



118

Примечание. Позиции оборудования на рисунках даны в кружках, а в тексте — в скобках.

Араматура. 5 — вентили подвода охлаждающей воды к автотвору, кулачковой раме и шпонкам цилиндров; 23, 24 — вентили продувки перепускных труб в атмосферу; 25 — вентиль продувки трубопровода отсоса пара на сальниковый подогреватель; 51, 53 — вентили дренажа трубопроводов отборков к ПСГ № 2 и ПНД № 2; 66 — электрозадвижка срыва вакуума в конденсаторах; 95, 96 — вентили опорожнения конденсаторов, конденсатных насосов и трубопроводов; 97 — вентиль отсоса воздуха из сборника конденсата солевых отсеков конденсаторов; 105 — вентиль подвода деаэрационного пара к эжектору отсоса из уплотнений; 109, 117 — вентили предохранительных устройств сальникового подогревателя и ПНД; 124 — вентиль опорожнения ПНД; 153, 154 — задвижки циркуляционной воды до и после маслоохладителей; 155, 156, 157, 158, 159, 160, 161 — электрозадвижки подвода циркуляционной воды к масло-, газо-, воздухоохладителям до и после водяных фильтров, до и после подкачивающих насосов, подвода циркуляционной воды к маслоохладителям; 163, 164, 166 — электрозадвижки на напорных линиях циркуляционных насосов, на перемычке между напорными линиями циркуляционной воды, на сливе циркуляционной воды из конденсаторов; 167, 171 — воздушники конденсаторов и встроенных пучков; 180, 181, 182 — задвижки опорожнения встроенных и основных пучков конденсаторов; 184а — электроventиль подвода пара от деаэратора к эжектору циркуляционной системы; 184б — вентиль подвода пара от коллектора к эжектору циркуляционной системы; 189 — воздушники маслоохладителей; 207 — вентили опорожнения напорных трубопроводов конденсатных насосов ПСГ № 1; 220 — задвижка слива конденсата из ПСГ № 2 в линию основного конденсата; 221 — вентиль опорожнения напорного трубопровода за конденсатным насосом ПСГ № 2.

Примечание. Остальная арматура указана в тексте. Нумерация арматуры соответствует инструкции по эксплуатации завода для турбоустановки с рассматриваемой турбиной

щитками, уменьшающими влияние сливаемых потоков на колебание уровня жидкости. Паровое пространство сборников конденсата соединено с паровым пространством конденсаторов через патрубки слива конденсата из корпусов конденсаторов. Объем сборников конденсата выбран из условия устойчивой работы системы регулирования уровня конденсата с неравномерностью примерно 400 мм. Импульсы от датчиков уровня жидкости в сборниках поступают в блок сравнения, и сигнал большего уровня подается на исполнительный механизм регулирующего клапана, установленного на линии основного конденсата.

Отсеки конденсаторов, расположенные рядом с трубными досками, называют солевыми. Образующийся в них конденсат может сливаться как в основные, так и в дополнительный сборник конденсата. Слив конденсата в дополнительный сборник конденсата имеет смысл, если повышение соледержания в конденсате произошло из-за нарушения плотности вальцовки труб или их повреждения в зоне солевых отсеков.

Отсасываемая из конденсаторов паровоздушная смесь проходит через воздухоохладители, расположенные на трубах первых ходов охлаждающей воды основных и встроенных пучков, поэтому охлаждающая вода имеет в них более низкую температуру, что способствует конденсации большей части пара и уменьшению его содержания в паровоздушной смеси.

Паровые пространства конденсаторов соединяются перемычкой $\varnothing$ 700 мм, все линии подводов и отводов дублируются на оба конденсатора.

Охлаждающая вода подается и отводится из трубной системы каждого пучка конденсаторов отдельно. Это позволяет парно отключать половины конденсаторов для чистки без останова турбины при условии, что температура выхлопных патрубков не будет превышать 80 °С, а да-

вление не превысит допустимого. Охлаждающая вода проходит по трубам поверхности охлаждения в два хода, соответственно корпус конденсаторов имеют с одной стороны по две камеры подвода и отвода, а с другой — поворотные камеры. Подводящие и отводящие трубы для основных пучков имеют $\varnothing$ 800 мм, для встроенных — 450 мм. Отводящие трубы подсоединяются к верхним точкам водяных камер конденсаторов. Для более быстрого заполнения водой отводящих труб из них удаляют воздух, что обеспечивается эжектором циркуляционной системы(4), в качестве которого используется второй пусковой эжектор. Этот же эжектор может отсасывать воздух из циркуляционных насосов.

Для пропуска через встроенные пучки, кроме циркуляционной воды, также подпиточной или сетевой воды в конкретной схеме турбоустановки выполняются необходимые трубопроводы и арматура, позволяющие осуществить один из принятых вариантов охлаждения (рис. 4.3 и 4.4). При этом одновременно за счет внешних переключений изменяется число ходов воды в пучке с двух при охлаждении пучка циркуляционной водой, на один при охлаждении сетевой водой или на четыре при охлаждении подпиточной водой. Во время пропуска через встроенные пучки конденсаторов сетевой воды в основные пучки вода может не подводиться (сухая консервация), при этом должно быть обеспечено их надежное осушение, а также очистка от ила. Возможно также охлаждение основных пучков за счет пропуска через них химически очищенной воды, слив которой в воронки происходит выше отметки обслуживания турбины, что обеспечивает в основных пучках необходимое давление, препятствующее вскипанию в них воды и отложению при этом солей в трубах.

Циркуляционная вода, кроме конденсаторов, подается также в газо-, масло- и

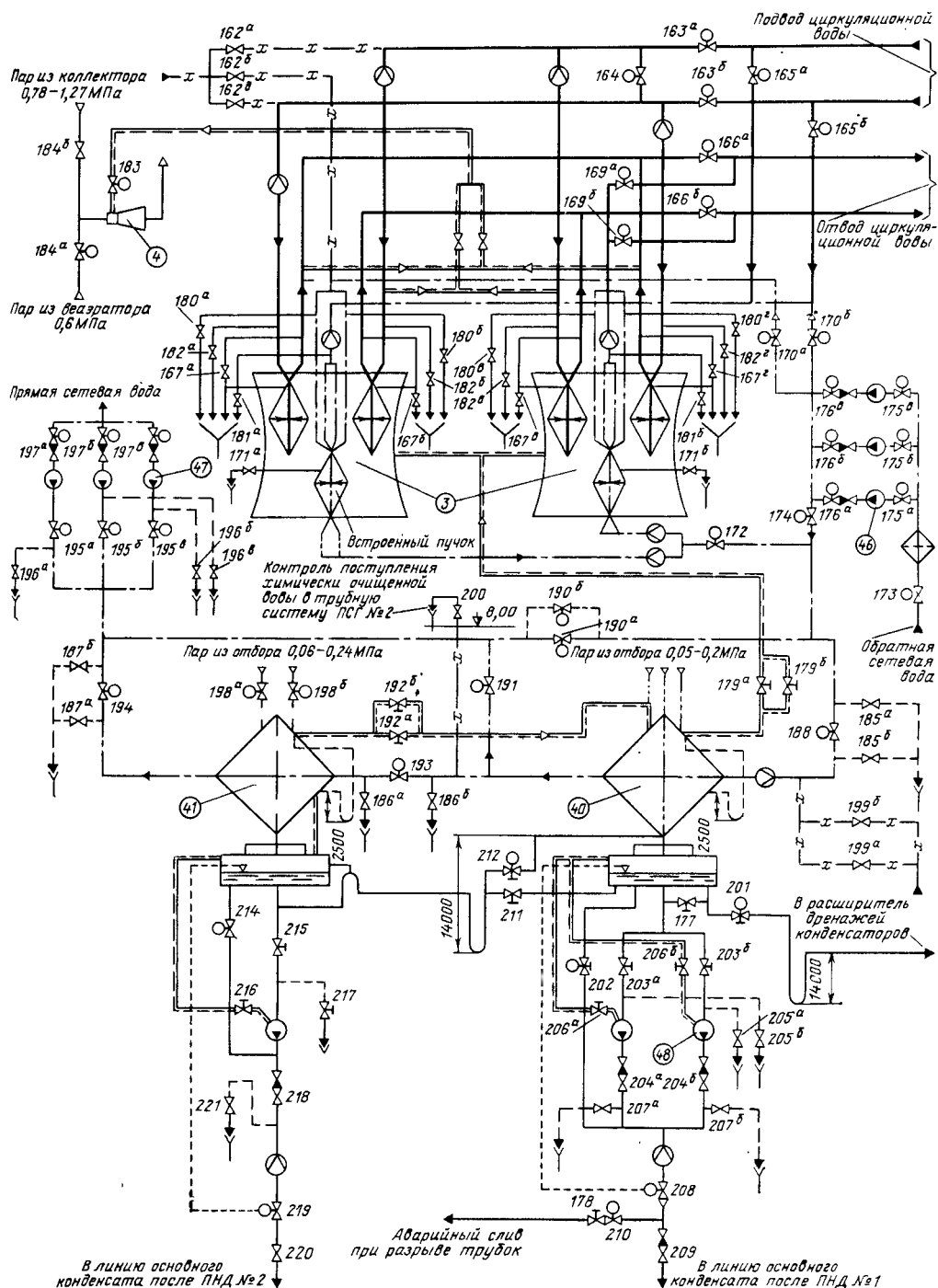


Рис. 4.3. Схема установки для подогрева сетевой воды и охлаждения конденсаторов с пропуском через встроенные пучки сетевой или циркуляционной воды

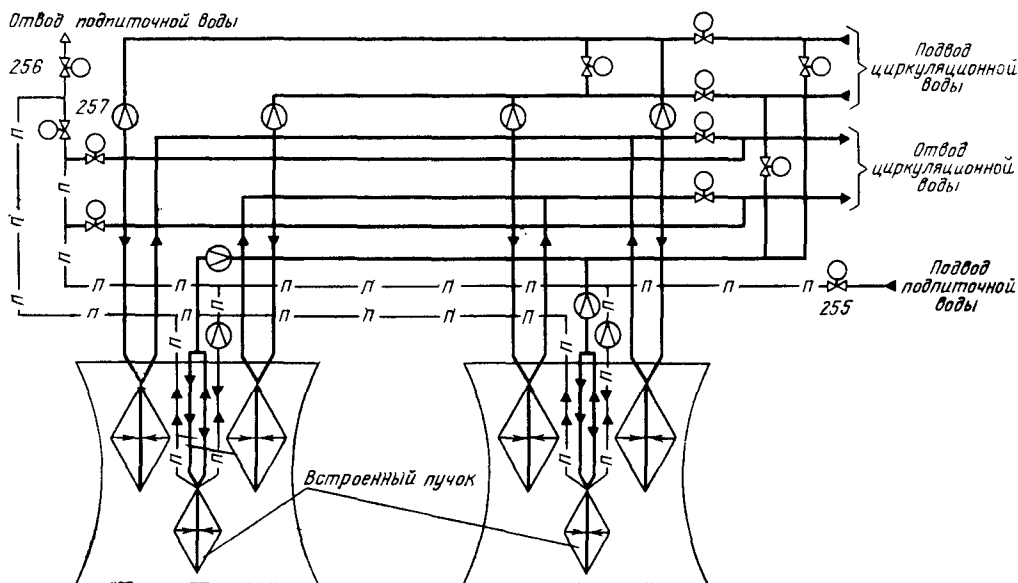


Рис. 4.4. Схема охлаждения конденсаторов с пропуском через встроенные пучки подпиточной или циркуляционной воды

воздухоохладители турбины, генератора, возбудителя и питательных насосов всего в количестве 700 т/ч. Для этого вода пропускается через два водяных самоочищающихся фильтра, и та ее часть, которая должна быть поднята на высокие отметки, при необходимости поступает на всас подъемных насосов.

Для откачки основного конденсата из сборников конденсата конденсаторов установлены два конденсатных насоса (15) производительностью по 320 м³/ч и напором 160 м. Один из них является резервным, однако при расходах конденсата, близких к максимальному 350 т/ч (с учетом ввода в конденсатор химически очищенной воды, конденсата из сальникового подогревателя и др.), могут работать два насоса одновременно. Насос (18) производительностью 50 м³/ч работает при откачке конденсата из сборника конденсата солевых отсеков. На напорных линиях за конденсатными насосами установлены обратные клапаны, позволяющие держать резервный насос приготовленным к работе с открытой арматурой на всасе и напоре. Основные конденсатные насосы имеют один регулирующий клапан 115, управляемый совместно с клапаном рециркуляции электронным регулятором уровня. Регулирующий клапан 100 насоса солевых отсеков также управляется электронным регулятором уровня в своем сборнике конденсата.

В обоих конденсаторах имеются пароохладители, состоящие из двух коллекторов. Один из коллекторов предназначен

для охлаждения выхлопных частей во время работы по тепловому графику с пропуском через встроенные пучки сетевой воды. Другой коллектор используется для ввода в конденсаторы добавочной воды для восполнения потерь конденсата в цикле, а также для заполнения водой оборудования при пусках турбоустановки.

На обоих коллекторах установлены форсунки, смонтированные группами по 6 шт. и шестигранных корпусах, приваренных к коллекторам. Оси форсунок на коллекторе, используемом для охлаждения ЧНД, направлены вниз под углом 15°, а на другом коллекторе — под углом 45°. Это исключает прямое попадание воды на лопатки последних ступеней.

Для охлаждения ЧНД используется основной конденсат. Через каждую пару коллекторов (для охлаждения и восполнения потерь) не должно подаваться воды более чем по 24 т/ч. Для подачи воды в нужном количестве необходимо, чтобы ее давление перед коллекторами находилось в пределах $(0,44 \pm 0,05)$ МПа. Температура добавочной воды должна быть на 8—10 °С больше температуры насыщения в конденсаторе, чтобы обеспечивать ее предварительную деаэрацию даже в условиях малого поступления пара в конденсаторы. После фильтров на линии основного конденсата к пароохладителям имеются еще четыре отвода. Один из них используется для резервной подачи конденсата на взвод приводов обратных клапанов. Небольшое количество конденсата при необходимости может направляться в

пароохладитель (20). По двум другим отводам конденсат может направляться к пароприемным устройствам, к форсункам для охлаждения пара в расширителе дренажей высокого давления и к охладителю 39 этих дренажей.

Пароприемные устройства конденсаторов предназначены для приема пара от котлов в блочных установках в период их пуска, останова или аварийных сбросов нагрузки турбиной. Наличие этих устройств позволяет сохранять в цикле конденсат и в тех случаях, когда при работающем котле пар не проходит через турбину; исключает сброс пара в атмосферу, при котором вокруг электростанции создается большой шум; делает ненужным установку на электростанции специальных теплообменников для приема пара в указанных выше условиях. Пароприемные устройства турбины Т-100-130 могут принимать редуцированный в БРОУ или РОУ пар в количестве до 180 т/ч с учетом впрыска конденсата для охлаждения пара. Давление пара перед входом в пароприемные устройства должно быть не более 0,98 МПа, а температура — 190—210 °С. (Следует иметь в виду, что давление пара перед устройством зависит от расхода сбрасываемого через него пара и не остается постоянным в процессе его работы).

Подводимый для дополнительного охлаждения пара в конечные впрыски пароприемных устройств конденсат должен иметь температуру не более 50 °С и давление в пределах $(0,49 \pm 0,05)$ МПа, которое обеспечивается установкой дроссельных шайб, количество конденсата должно быть не более 60 т/ч. Пароприемные устройства устанавливаются на конденсаторах всех турбин Т-100 120-130, однако прием в них пара разрешается только для турбин, работающих в блоке с котлом на режимах, когда охлаждающая вода пропускаться через основную поверхность конденсаторов.

При работе турбины в блоке с котлом конденсатор комплектуется также расширителем дренажей высокого давления, в который заведены дренажи трубопроводов свежего пара и некоторых других элементов блока. Прием этих дренажей в конденсатор блочной турбины, а не в стационарный расширитель дренажей, как это делается в установках с поперечными связями, допустим, так как количество дренажа при пуске блока ограничено поступлением его от одного котла. Во время работы турбины сброс дренажа в расширитель не разрешается.

При пуске блока поступающий в расширитель дренаж предварительно охлаждается в охладителе дренажей (39), окончательно его охлаждение производится в самом расширителе за счет впрыска конденсата через форсунки. Охлаждение дренажа предотвращает растрескивание корпуса конденсатора, которое могло бы иметь место при вводе горячего дренажа непо-

средственно в конденсатор. Количество сбрасываемого в расширитель пара не должно превышать 10 т/ч.

Из линии основного конденсата до эжекторов забирается конденсат на уплотнения конденсатных и питательного насосов, а также в бак для уплотнения вакуумной арматуры.

Воздухоудаляющее устройство конденсационной установки включает в себя два основных трехступенчатых (5) и один пусковой одноступенчатый (4) эжекторы, которые отсасывают паровоздушную смесь либо из каждого основного пучка конденсаторов, а через них и из встроженных пучков, либо только из встроженных пучков непосредственно. Для возможности переключения мест отсосов на линиях имеются необходимые задвижки. Кроме того, в местах подсоединения линий ко всем трем эжекторам установлены задвижки, используемые при пусковых операциях. Эжекторы питаются деаэрированным паром с расчетным давлением 0,49 МПа для основных эжекторов и 0,44 МПа — для пусковых, допускается питание пусковых эжекторов паром с давлением 0,49 МПа. Имеется резервная линия подвода пара давлением 0,78—1,27 МПа. Перед соплом первой ступени эжекторов дополнительно установлены вентили (на схеме не показаны), позволяющие на режимах с ухудшенным вакуумом отключать при необходимости первую ступень работающего эжектора.

Основные эжекторы должны питаться перегретым (до 50 °С) паром, поэтому в линии подвода пара к эжекторам выполнен подвод горячего пара от штоков регулирующих клапанов, подмешиванием которого можно регулировать температуру подаваемого к эжекторам пара. Расход пара на каждый основной эжектор составляет 850 кг/ч, а на пусковой эжектор — 1100 кг/ч при давлении 0,44 МПа, а при давлении 0,49 МПа расход примерно 1200 кг/ч. Охлаждение паровоздушной смеси в холодильниках эжекторов производится основным конденсатом.

Ввиду того, что каждый эжектор рассчитан на пропуск от 70 до 200 т/ч конденсата, т. е. на меньшее количество, чем откачивается конденсатными насосами при работе турбины с максимальным пропуском пара в конденсатор, основной конденсат постоянно пропускается через оба эжектора. Таким образом, минимальный пропуск основного конденсата через эжекторы должен быть не менее 140 т/ч, а максимально они могут пропустить до 400 т/ч конденсата. При ремонте одного из эжекторов открывается обвод диаметром 125 мм.

Задвижки 79 имеют обвод, на котором последовательно установлены два небольших обратных клапана. Между ними имеется трубка с вентилем 81 для слива конденсата в воронку и далее в атмосферный расширитель дренажей. Этот обвод явля-

ется предохранительным от повышения давления в холодильниках при закрытых задвижках на входе и выходе основного конденсата. Если в этом случае арматура на подводе рабочего пара окажется неплотной и забудут открыть вентиль слива в воронку, то нагревающийся в замкнутом объеме конденсат расширится, избыток его вытечет через обратные клапаны в линию основного конденсата и давление в холодильниках не превысит допустимой величины.

Конденсат рабочего пара и пара паровоздушной смеси из первых и вторых ступеней холодильников основных эжекторов сливается в конденсатор через гидрозатворы высотой 14 м. На этих гидрозатворах установлены вентили, которые закрываются при переводе эжектора в резерв. Из третьей ступени эжектора конденсат сливается через гидрозатвор 0,4 м в воронку, а затем в атмосферный расширитель дренажей.

в) Регенеративная установка

Регенеративная установка включает в себя холодильники основных эжекторов и эжектора уплотнений, сальниковый подогреватель, четыре подогревателя низкого давления (ПНД), деаэратор, три подогревателя высокого давления (ПВД), сливные насосы и трубопроводы с необходимой арматурой.

Основной конденсат нагревается последовательно в холодильниках основных эжекторов (5) и эжектора отсоса из уплотнений (6) сальниковым подогревателем (7), в ПНД (8, 9, 10, 11), деаэраторе и ПВД (12, 13, 14).

За сальниковым подогревателем установлен клапан основного конденсата и рециркуляции (27). Для отключения клапана при неисправности имеется пять вентиля: три отсечных и по одному регулируемому на обводах линий основного конденсата и рециркуляции.

На линии основного конденсата до входа потока в эжектор отсоса из уплотнений и в ПНД № 1 установлены мерные шайбы. Наличие двух шайб позволяет определять расход основного конденсата, поступающего в ПНД, и расход конденсата в линии рециркуляции. Перед входом в ПНД № 1 имеется отвод для сброса конденсата при промывках.

Параметры рабочего пара эжектора уплотнений такие же, как у основных эжекторов. Расход пара на эжектор составляет 550 кг/ч, охладители эжектора рассчитаны на пропуск конденсата от 140 до 260 т/ч. На такой же расход конденсата рассчитан и сальниковый подогреватель. Для пропуск конденсата в большом количестве, чем могут пропустить эжектор уплотнений и сальниковый подогреватель, вокруг них выполнена обводная линия. На этой линии установлена ограничительная шайба, рассчитанная на максимальный пропуск 90 т/ч,

перед которой имеется задвижка 102 с электроприводом. Задвижка автоматически открывается при расходе основного конденсата более 250 т/ч по импульсу от первой расходомерной шайбы, при расходе меньше 250 т/ч задвижка должна закрываться. Максимальный расход рециркуляции 140 т/ч.

Греющий пар для ПНД, деаэратора и ПВД отбирается из турбины после указанных в табл. 2.4 ступеней. На всех линиях подачи пара к ПНД установлены обратные клапаны с принудительным закрытием* (30—32). Из линии подачи пара к ПНД № 3 выполнен отвод для отбора пара в атмосферный деаэратор подпиточной воды. На отводе имеется обратный клапан без принудительного закрытия.

Конденсат греющего пара из ПНД № 1, 2 и 3 в зависимости от режима работы может либо сливаться в расширитель конденсатора, либо откачиваться сливными насосами (22, 16, 17) в линию основного конденсата. Слив в расширитель производится при пусках, а для ПНД № 1 и на режимах с отборами пара, когда расход конденсата невелик, он является также резервным на случай остановки сливных насосов для ремонта. На сливных линиях установлены регулирующие клапаны 123, управляемые электронным регулятором уровня конденсата в ПНД, и отключающие задвижки. Эти задвижки имеют электропривод, что позволяет во время набора нагрузки дистанционно со щита отключать слив конденсата греющего пара в расширитель при включении сливных насосов.

Включение сливных насосов и отключение задвижками сливных линий в расширитель могут производиться также автоматически примерно при 30 % нагрузки для ПНД № 2 и 3 и 70 % нагрузки для ПНД № 1. Импульсами для включения служат ход клапанов 123 и давление пара в отборах на ПНД. Сливной насос ПНД № 1 включается только при работе турбины на конденсационном режиме. При включении отопительных отборов насос должен быть отключен.

Установка отдельных насосов для откачки конденсата греющего пара из ПНД № 2 и 3 определяется тем, что в рассматриваемой турбине могут иметь место такие режимы, когда перепад давления между ПНД № 3 и 2, а также между ПНД № 2 и 1 недостаточен для каскадного слива конденсата. За сливными насосами установлены регулирующие клапаны (23, 28), управляемые регуляторами уровня. Из ПНД № 4 конденсат греющего пара через регулирующий клапан 123 сливается каскадом в ПНД № 3. При необходимости, например во время ремонта ПНД № 3, конденсат греющего пара после регу-

* Обратные и предохранительные клапаны ПО ТМЗ подробно рассмотрены в [59].

лирующего клапана может сливаться в расширитель дренажей конденсаторов.

Конденсат греющего пара из ПНД № 1 в турбоустановках с турбинами Т-110/120-130-4 (5) последних выпусков сливается самотеком в сборник конденсата ПСГ № 1, к которому, кроме конденсатных насосов, подключен сливной насос ПНД № 1. Такая схема дает некоторые преимущества, рассмотренные ниже.

На линии слива конденсата из ПНД № 1 в сборник конденсата нет регулирующего клапана, ибо давление в ПНД № 1 и ПСГ № 1 одинаково и перетечки пара между ним не может быть. Сечение сливной трубы ($\varnothing$ 150 мм) выбрано таким, что конденсат сливается по ней свободно без наличия уровня в корпусе ПНД. В то же время конфигурация сливной трубы такова (наличие колен, длина не менее 10 м), что она создает значительное сопротивление обратному потоку пара. Это дало возможность не устанавливать на линии подвода пара к ПНД № 1 обратный клапан, который был целесообразен, когда в корпусе ПНД имелся объем конденсата (пленка воды на трубах поверхности охлаждения не учитывается), вскипавший при резком падении давления в турбине, связанном со сбросом нагрузки с генератора. Выпар по подводящей трубе большого диаметра ($\varnothing$ 500 мм) мог идти из ПНД № 1 в турбину, вызывая повышение частоты вращения ротора. В новой схеме конденсат находится в сборнике конденсата, и при его вскипании сливная труба аналогично воронкам в корпусе ПСГ ограничивает протекание выпара в турбину, который в этом случае повышает частоту вращения ротора на несколько оборотов.

При работе ПСГ № 1, когда его конденсатные насосы включены, сливной насос ПНД № 1 не включается, что снижает расход электроэнергии на собственные нужды и уменьшает количество работающего оборудования.

Поскольку из сборника конденсата ПСГ № 1 имеется линия слива стояночного конденсата в конденсатор через гидрозатвор, она может быть использована как пусковая и аварийная для ПНД № 1 при условии, что ее диаметр увеличивается с 50 до 100 мм. Во время работы ПСГ № 1 задвижка на этой линии должна быть закрыта, чтобы при повышении давления в отборе не выдавило гидрозатвор. Таким образом, отпадает необходимость в имевшейся линии с регулирующим клапаном, управляемым регулятором уровня.

На линии подвода пара к ПНД № 1 и сливной линии задвижки не устанавливаются, поэтому ПНД № 1, так же как и ПСГ № 1, может ремонтироваться только при остановленной турбине и при необходимости до ремонта отключается по основному конденсату.

Похожая схема применена и для ПНД № 2, конденсат из которого сливается в

сборник конденсата ПСГ № 2. Здесь оставлены задвижки на линии подвода пара к ПНД № 2 и на сливной линии, что дает возможность отремонтировать ПНД № 2 при работающей турбине и ПСГ № 2. При ремонте ПСГ № 2 во время работы турбины ПНД № 2 отключается. Задвижка на сливной линии из ПНД № 2 в сборник конденсата при работе ПНД № 2 должна быть всегда открыта, поэтому ее электропривод заблокирован с электроприводом задвижки на линии подвода пара к ПНД № 2.

Воздух, выделяющийся в ПНД, отводится из ПНД № 4, 3 и 2 каскадом, а затем в конденсаторы, из ПНД № 1 воздух удаляется в конденсаторы непосредственно. Все три ПНД (2, 3 и 4-й) имеют обводные линии для отсоса воздуха, которые используются при ремонтах подогревателей.

На всех воздушных линиях установлены ограничительные шайбы. Из сливных насосов воздух отводится в трубу сброса воздуха из ПНД с более высоким давлением. Если сброс воздуха от насоса производить в трубу к ПНД с более низким давлением, то может быть затруднен отсос воздуха из корпуса самого подогревателя, так как поток воздуха от насоса в основном заполнит сечение трубы и ограничивающей шайбы.

Следует обратить внимание на недопустимость врезок в трубопровод основного конденсата сливов от аппаратов, не предусмотренных схемой. Увеличение пропускания основного конденсата через ПНД вызывает повышенный расход греющего пара из отборов турбины, вследствие чего изменяются перепады давления по ее ступеням. Кроме того, увеличиваются скорости воды в трубах охлаждающих систем подогревателей, что может явиться причиной их более быстрого повреждения. Увеличенный расход греющего пара приводит к образованию большего количества конденсата, на которое не рассчитаны ни регулирующие клапаны, ни откачивающие насосы. Это, особенно при неблагоприятном сочетании отдельных параметров, может привести к переполнению водой корпусов подогревателей и попаданию ее в проточную часть турбины.

После ПНД основной конденсат направляется в деаэратор. Пар на деаэратор при высоких нагрузках на турбину подается через задвижку 139 из линии на ПВД № 5, давление в которой при номинальной нагрузке 1,22 МПа. Поскольку давление в отборе выше номинального давления в деаэраторе, перед поступлением в деаэратор пар дросселируется в клапане, поддерживающем в деаэраторе нужное давление. Некоторое превышение давления в отборе над давлением в деаэраторе позволяет обеспечить питание деаэратора от этого отбора и при снижении нагрузки на турбину, когда давление в отборе также

снижается. Когда давление в отборе на ПВД № 5 становится недостаточным для питания деаэратора (менее 0,7 МПа), подача пара производится из линии на ПВД № 6, где номинальное давление 2,28 МПа. Пар на деаэратор забирается из трубопровода после обратных клапанов, имеющих принудительное закрытие. За задвижками 139 и 140 также установлены обратные клапаны, задвижка 140 открывается и закрывается автоматически от импульса по давлению в линии отбора на ПВД № 5.

При неблочной установке турбин Т-100-130 их деаэраторы обычно работают параллельно. При этом греющий пар и основной конденсат поступают к деаэраторам одновременно от нескольких турбин, их баки соединяются уравнивательной линией, а питательная вода из деаэраторов также подается ко всем турбоустановкам. Параллельная работа на деаэраторы разрешается, однако при этом должны исключаться перегрузка отбора любой из работающих параллельно турбин и подача в ПВД питательной воды более 105 % расхода пара в турбину на данном режиме. Для ограничения расхода греющего пара на трубопроводе, по которому он подается в деаэраторы, устанавливается расходомер, импульс от которого в случае превышения допустимого расхода подается на закрытие регулирующего клапана, в обычном режиме управляемого регулятором давления пара в уравнивательной линии между деаэраторами.

Из деаэратора питательная вода подается в ПВД питательным насосом. Аварийное отключение ПВД предусмотрено только одновременное для всей группы, поэтому на трубопроводе питательной воды задвижки установлены лишь на входе в ПВД № 5 и на выходе из ПВД № 7.

При полной и близких к ней нагрузках, когда давление в линии на ПВД № 5 выше 0,88—0,93 МПа, конденсат греющего пара через регулирующие клапаны (24) и (25), управляемые регуляторами уровня, сливается из ПВД каскадно в деаэратор при открытых задвижках 151, 149 и 148.

При снижении нагрузки на турбину, когда давление в отборе на ПВД № 5 недостаточно, чтобы подать конденсат в деаэратор, расположенный обычно на отметке 25 м, конденсат греющего пара из ПВД № 5 через задвижку 147 направляется в ПНД № 4, а в деаэратор сливается конденсат греющего пара из ПВД № 6 и 7 через задвижку 152. Когда при дальнейшем снижении нагрузки на турбину в отборе на ПВД № 6 давление станет недостаточным для подачи конденсата из него в деаэратор, тогда конденсат греющего пара из всех трех подогревателей сливается в ПНД № 4. Такое ступенчатое переключение слива конденсата из ПВД имеет следующие преимущества: во-первых, на режимах с пониженной нагрузкой повышается экономичность турбоустановки; во-

вторых, поскольку слив в ПНД № 4 всего конденсата ПВД переключается при более низкой нагрузке, когда его образуется меньше, суммарное количество конденсата, каскадно сливаемого в ПНД № 3 и образующегося в нем, не превышает количества конденсата, которое должен откачивать сливной насос из этого подогревателя при максимальной нагрузке на турбину. Если бы переключение слива из всех ПВД производилось при более высокой нагрузке, то пришлось бы увеличивать производительность сливного насоса, которая не использовалась на других режимах.

Отвод из ПВД воздуха производится каскадно в ПНД № 4. На линиях отвода воздуха между подогревателями установлены ограничительные шайбы.

Для предохранения ПВД от переполнения водой, при котором может произойти попадание воды в турбину, имеется специальная защита. При срабатывании защиты подается импульс на открытие электрозадвижки 260 на втором обводе ПВД, а затем на закрытие электрозадвижек 261 на подводе и отводе питательной воды. Кроме того, закрываются задвижки 143 на линиях греющего пара к ПВД. Последнее выполнено для предотвращения повышения давления в паровом пространстве ПВД № 6 и 5. Такое повышение давления может произойти, если клапаны на сливных линиях между ПВД будут иметь разную плотность. Тогда греющий пар, падающий в ПВД № 6 и 5 из ПВД № 7, не имея возможности конденсации из-за прекращения подачи основного конденсата, закроет обратные клапаны на линиях подвода греющего пара в эти подогреватели и повысит давление в паровом пространстве их корпусов, которые рассчитаны на соответственно более низкие давления. Для ПВД № 5 опасным может быть и давление, с которым поступает греющий пар из ПВД № 6.

Поскольку можно представить случай неправильного срабатывания защиты, электрозадвижек и клапанов (ошибки в действиях персонала или в работе электросхем), то паровые пространства корпусов ПВД № 5 и 6 имеют свои предохранительные клапаны.

На линии слива конденсата греющего пара из ПВД № 5 в ПНД № 4 установлены предохранительные клапаны для защиты корпуса ПНД № 4 в случае аварийного закрытия клапана 123^а на линии слива конденсата греющего пара из ПНД № 4, так как его корпус в этом случае окажется под имеющимся в ПВД № 5 давлением, на которое он не рассчитан.

г) Установка для подогрева сетевой воды

Установка для подогрева сетевой воды включена в объем общей схемы турбоустановки. В нее входят два горизонтальных сетевых подогревателя (бойлера) (40)

и (41), насосы подкачивающие (46), конденсатные (48) и сетевые (47), трубопроводы и необходимая арматура (рис. 4.3).

Обратная сетевая вода поступает к трем подкачивающим насосам, подающим воду в сетевые подогреватели. Сетевые подогреватели представляют собой горизонтальные теплообменные аппараты, их основные данные приведены в табл. 4.1. Выполнение обоих имеющих большую поверхность нагрева сетевых подогревателей горизонтальными позволило разместить их под турбиной и генератором в пределах фундамента турбоагрегата. По водяной стороне сетевые подогреватели выполнены четырехходовыми и рассчитаны на давление 0,78 МПа. Воздухоохладители в ПСГ расположены в поверхности теплообмена первого хода.

Поскольку встроенные пучки конденсаторов турбин Т-100-130 последних модификаций рассчитаны на то же давление, что и ПСГ, то на режиме теплового графика сетевая вода после подкачивающих насосов подается сначала во встроенные пучки, а затем в ПСГ, что позволило насосы расположить вне пределов турбоустановки. Для включения встроенных пучков по сетевой воде необходимо открыть задвижки 170 и 172 и закрыть задвижки 165, 169 и 174.

Если схемой предусмотрен подогрев во встроенных пучках подпиточной воды, то для осуществления этого необходимо открыть электрозадвижку 255 на подводе подпиточной воды и электрозадвижку 256 на отводе (рис. 4.4). Электрозадвижки 165, 169 и 257 должны быть закрыты, они открываются при пропуске через встроенные пучки циркуляционной воды. При отключении сетевых подогревателей сетевая вода направляется помимо них по обводу, имеющему трубы $\varnothing$ 600 мм, в то время как подводящие трубы к ПСГ имеют $\varnothing$ 800 мм, благодаря чему обеспечивается примерно равное сопротивление обвода и основного тракта с учетом подогревателей. Поэтому при отключении одной из турбин, сетевые подогреватели которой работали параллельно с подогревателями других турбин, расход сетевой воды через оставшиеся в работе сетевые подогреватели практически не изменяется. Поскольку работа одного ПСГ № 2 не разрешается, то задвижки у сетевых подогревателей и на обводах установлены так, что позволяют отключить либо только ПСГ № 2, либо оба подогревателя сразу. Дополнительно около задвижки на обводной линии выполнен байпас с задвижкой 190^б диаметром 250 мм.

В турбинах последних выпусков задвижка 191 на перемычке также имеет байпас. Оба байпаса используются для более плавного набора нагрузки подогревателя, а также для частичных обводов сетевой воды помимо подогревателя. Последнее целесообразно, когда при большой электрической и малой тепловой нагрузке при

полностью открытых диафрагмах наступает режим естественного повышения давления в отборе. В этих случаях в установках с двумя байпасами могут быть реализованы следующие разрешенные режимы: с частичным обводом ПСГ № 2; с частичным обводом ПСГ № 1 и 2; с выключенным ПСГ № 2; с выключенным ПСГ № 2 и частичным обводом ПСГ № 1. Первым при наступлении режима ЕПД используется режим с частичным обводом ПСГ № 2 и изменяется до тех пор, пока расход сетевой воды через ПСГ № 2 не достигнет минимально допустимого значения 1000 т/ч. После этого переходят на режим с частичным обводом обоих ПСГ. Целесообразность перехода на одноступенчатый подогрев сетевой воды определяется по специальным графикам.

После задвижки на входе в ПСГ № 1 выполнен подвод химически очищенной воды. На подводе параллельно установлены два вентиля 199, один $\varnothing$ 50 мм, другой $\varnothing$ 25 мм. Через большой вентиль при пуске турбоустановки после монтажа или ремонта подогревателя вода подается для его заполнения. На конденсационном режиме через подогреватель малым вентилем устанавливается небольшой проток химически очищенной воды, при этом большой вентиль предварительно закрывают. Слив воды из сетевого подогревателя производится над отметкой обслуживания турбины, что препятствует вскипанию воды в трубах поверхности нагрева.

Сетевая вода, пройдя подогреватели, подается к сетевым насосам (47), которые подают ее в линию прямой сетевой воды.

С целью уменьшения потерь и упрощения схемы на трубопроводе подвода пара к ПСГ № 1 никакой арматуры не установлено. На трубопроводах подвода пара к ПСГ № 2 имеются задвижки 198.

Для предотвращения поступления в турбину большого количества пара, обратный поток которого образуется при вскипании конденсата при сбросе нагрузки и представляет опасность для разгона ротора турбоагрегата, в подогревателях имеется специальное устройство, представляющее собой профилированные воронки, через которые конденсат греющего пара свободно сливается в сборник конденсата, но пар из-за значительно большего удельного объема в обратную сторону проходит в ограниченном количестве. К трубопроводу пара к ПСГ № 1 подсоединены два предохранительных клапана* (34) диаметром 700/1000 мм с импульсными клапанами, защищающих ЦНД и подогреватели от аварийного повышения давления.

Для откачки конденсата греющего пара из сборников конденсата подогревателя установлены конденсатные насосы (48) производительностью 320 м³/ч и напором 160 м.

* См.сноску на с. 124

Для ПСГ № 1 установлены два насоса, один из которых обычно находится в работе, а другой — в резерве. Во время включения ПСГ № 1, когда давление в нем и расход конденсата малы, конденсат из его сборника конденсата сливается через гидрозатвор высотой 14 м диаметром 50 мм в сборник конденсата конденсаторов. При увеличении расхода конденсат откачивается конденсатным насосом, у которого вначале должна быть включена линия рециркуляции, она отключается при расходе конденсата, достаточном для нормальной работы насоса.

Из ПСГ № 1 насосы направляют конденсат греющего пара в линию основного конденсата после ПНД № 1. На трубопроводе конденсата греющего пара за линией рециркуляции установлены расходомер и регулирующий клапан 208, управляемый регулятором уровня конденсата в сборнике конденсата подогревателя. После регулирующего клапана из трубопровода выполнен аварийный слив, используемый в случае разрыва труб поверхности нагрева подогревателя.

Конденсат греющего пара из сборника конденсата ПСГ № 2 откачивается насосом (без резерва) и подается в линию основного конденсата после ПНД № 2. У насоса установлены регулирующий клапан 219 и расходомер. При включении ПСГ № 2 конденсат греющего пара сливается через гидрозатвор высотой 14 м в сборник конденсата ПСГ № 1 по линии $\varnothing$ 50 мм с вентилем 211. Конденсатный насос включают, когда количество конденсата греющего пара становится достаточным для его нормальной работы; слив через гидрозатвор при этом отключается.

В случае аварийного останова конденсатного насоса ПСГ № 2 автоматически открывается электроздвижка 212 слива конденсата в корпус ПСГ № 1 через гидрозатвор и линию $\varnothing$ 300 мм (слив большого количества конденсата в сборник конденсата может привести к забиванию воронок получающимся выпаром). Одновременно включается второй, резервный, насос ПСГ № 1.

В установках с ранее выпущенными турбинами для уменьшения в том случае сопротивления регулирующего клапана и всего тракта за насосами между линиями откачки конденсата из сетевых подогревателей выполнялась перемычка, имеющая задвижку с электроприводом, которая также автоматически открывалась, давая возможность конденсату проходить сразу по двум линиям и через два регулирующих клапана.

Труба слива конденсата через гидрозатвор из сборника конденсата ПСГ № 2 имеет петлю, верхняя точка которой находится достаточно высоко, благодаря чему в сборнике конденсата поддерживается уровень конденсата, обеспечивающий необходимое открытие регулирующего клапана ПСГ № 2. Верхняя точка петли соединена с паровым пространством сборника конденсата для исключения возможности появления сифонного эффекта.

В турбоустановках новых выпусков перемычка между линиями откачки конденсата изъята, так как ПСГ № 1 допускает работу с полной тепловой нагрузкой турбины, вследствие чего тракт конденсата греющего пара ПСГ № 1 рассчитан на расход, соответствующий максимальному расходу конденсата из обоих сетевых подогревателей. Петля на сливе из сборника конденсата ПСГ № 2 через гидрозатвор, хотя и потеряла свое значение для открытия регулирующего клапана за конденсатным насосом ПСГ № 2, сохранена, так как обеспечиваемый ею уровень конденсата нужен при включении конденсатного насоса. В значительном числе установок вход в трубу слива внутри сборника конденсата был поднят на некоторый уровень, что заменяло наружную петлю, которую стали выполнять для упрощения сварки сборника конденсата. Линия $\varnothing$ 50 мм после гидрозатвора для слива в сборник конденсата используется при отключении ПСГ № 2, чтобы отводить конденсат, который может образоваться в нем в случае неплотности задвижки на линии подвода пара к подогревателю (стояночный конденсат). Для отвода стояночного конденсата из ПСГ № 1 при его отключении между основной линией слива конденсата через насосы и через гидрозатвор выполнена перемычка $\varnothing$ 50 мм с задвижкой 177. Без этой перемычки в сборнике конденсата всегда сохранялся бы существенный объем стояночного конденсата, определяемый верхней точкой сливной трубы через гидрозатвор, что нежелательно, так как ПСГ № 1 по паровому пространству от турбины не отключается.

Воздух из корпуса ПСГ № 2 отводится по трубе $\varnothing$ 100 мм в трубопровод подвода греющего пара к ПСГ № 1, на трубе имеется отключающая задвижка 192^а, вокруг которой выполнен байпас $\varnothing$ 50 мм с задвижкой 192^б. Наличие двух задвижек позволяет достаточно точно регулировать отвод паровоздушной смеси, чтобы он был минимально необходим для наименьшего подогрева сетевой воды и не давал излишней потери пара. Из корпуса ПСГ № 1 воздух отводится в конденсаторы трубой $\varnothing$ 150 мм, на которой также имеются запорная задвижка 179^а и байпасная задвижка 179^б $\varnothing$ 50 мм. Трубы отсоса воздуха имеют дренаж, заведенный в нижнюю часть корпуса подогревателя. Поскольку в трубах отсоса давление несколько ниже, чем в корпусах подогревателей, для исключения подсоса конденсата по дренажам они выполнены с гидрозатворами высотой 2,5 м.

д) Система уплотнений

Схема концевых уплотнений и уплотнений штоков клапанов турбины Т-100-130 представлена на рис. 4.5. Схема обеспечи-

вает: отсутствие парения в машинный зал из последних камер уплотнений цилиндров; отсутствие подсоса воздуха через уплотнения в цилиндры; определенный температурный режим в уплотнениях; минимальные потери теплоты через уплотнения.

Система уплотнений, кроме собственно уплотнений, включает в себя коллектор концевых уплотнений, эжектор отсоса пара из уплотнений (6), сальниковый подогреватель (7), необходимую арматуру и трубопроводы.

Первые камеры концевых уплотнений со стороны цилиндров K_1 и K_2 соединяются с камерами за ступенями турбины. Из камер P_3 пар отсасывается в сальниковый подогреватель, создающий в них вакуум в указанных ниже пределах. В предпоследние камеры уплотнений P_2 подается пар с небольшим избыточным давлением, что исключает подсос воздуха через уплотнения. Из последних камер концевых уплотнений P_1 и камер B_1 уплотнений штоков клапанов пар отсасывается эжектором уплотнений, благодаря чему исключается проникновение пара из уплотнений турбины в машинный зал. Камеры B_2 уплотнений штоков отдельной линией также соединяются с отсосом в эжектор уплотнений. Из камеры D уплотнений штоков клапанов пар отсасывается в деаэратор 0,6 МПа.

Эжектор отсоса из уплотнений поддерживает в камерах P_1 и B_1 давление 0,095—0,098 МПа. Снижение давления в этих камерах повышает подсос воздуха и приводит к ненужной перегрузке эжектора. Кроме того, интенсивный подсос воздуха в камеры P_1 может способствовать появлению протечек масла через расположенные рядом масляные уплотнения корпусов подшипников. Наличие в уплотнениях штоков двух камер B_1 и B_2 , из которых пар отсасывается эжектором уплотнений, более надежно исключает парения из этих уплотнений. В уплотнении штока стопорного клапана камера B_2 отсутствует, так как во время работы турбины, когда стопорный клапан открыт, его шток запирает зазор в уплотнении, прекращая по нему протечки пара.

Слив конденсата греющего пара из обеих ступеней холодильника эжектора уплотнений выполнен через гидрозатворы. Из воронок, установленных за гидрозатворами, конденсат направляется в атмосферный расширитель дренажей.

Отсос пара из камер D штоков клапанов в деаэратор производится через коллектор $\varnothing$ 100 мм. На линии от камеры D уплотнения штока стопорного клапана к общей линии установлен обратный клапан*, предотвращающий переток пара из коллектора отсоса на деаэратор в линию отсоса и эжектор уплотнений (из камеры D в

камеру B_1), когда у открытого стопорного клапана шток закрывает поступление пара в уплотнение.

На линии к деаэратору установлены две задвижки 38 и 40 и обратный клапан (на схеме не показан). Между задвижками выведена линия обеспаривания, а между задвижкой 40 и обратным клапаном — линия продувки. Для возможности проведения продувки и обеспечения подачи деаэраторного пара к камерам D уплотнений штоков регулирующих клапанов при пусках из холодного состояния с целью предварительного прогрева элементов клапанов и исключения подсоса по уплотнениям воздуха вокруг обратного клапана выполняется обвод с вентилем. При работающей турбине и пусках из горячего состояния вентиль на обводе должен быть закрыт, чтобы исключить захолаживание клапанов как при пусках из горячего состояния, так и при остановках турбины. При пусках из горячего состояния к штокам подается свежий пар, о чем подробнее сказано ниже, а при остановках по уплотнениям штоков будет проходить какое-то количество воздуха, поступление которого не так резко охлаждает клапаны, как деаэраторный пар.

На коллекторе отсоса установлен предохранительный клапан (37). Предусмотрена возможность подачи через вентили 34 и 35 горячего пара от уплотнений штоков клапанов в линию подвода пара к камере P_2 переднего уплотнения ЦВД. Вентиль 34 является запорным, а вентиль 35 — настрбечным, изменением его открытия устанавливают температуру пара, подаваемого к камере P_2 , в пределах 250—300 °С. Подмешивание горячего пара производится постоянно во время работы прогретой турбины, остановов и пусков из горячего состояния. При пусках из холодного состояния горячий пар к камере P_2 не подводится. Подача к переднему уплотнению пара повышенной температуры несколько увеличивает относительно удлинение ротора ЦВД. Это позволяет сохранить в проточной части допустимые зазоры даже в случаях резких снижений (сбросов) нагрузки или пусков турбины из горячего состояния, когда ротор, омываемый более холодным паром, быстро сокращается, а цилиндр, остывающий значительно медленнее, сохраняет свои размеры. Поскольку при пусках турбины пар от уплотнений штоков клапанов не поступает, то во время пусков из горячего состояния в коллектор отсоса пара на деаэратор подается свежий пар. При этом на линии свежего пара предохранительный клапан не устанавливается, так как имеющегося на коллекторе клапана (37) достаточно для необходимого ограничения давления. Кроме того, свежий пар, подводимый к коллектору отсоса, при пусках турбины из горячего состояния поступает и к камерам D уплотнений штоков регулирующих клапанов, обеспечивая более благоприятные температур-

* Фактически ввиду отсутствия клапана нужного размера устанавливались параллельно два клапана.

ные условия паровых коробок по сравнению с подводом на этом режиме относительно холодного деаэрационного пара.

На линии свежего пара установлены два вентиля: один 32 — отсечный, другой 33 — регулировочный. Вентиль 33 устанавливается так, чтобы при подаче свежего пара температура в камере P_2 была такой же, как и при подводе горячего пара от уплотнений штоков клапанов. Принятая схема подмешивания горячего пара позволяет до его подачи в уплотнения хорошо прогреть трубопровод через вентили 36, так как включение подачи и при пусках из горячего состояния, и после прогрева турбины во время пусков из холодного состояния не требуется производить быстро. Настроенные вентили 33 и 35 могут быть отрегулированы на стоящей турбине после подачи пара к ее уплотнениям. Вентиль 33 настраивается при закрытых ГПЗ, вентиль 35 — при открытых регулирующих клапанах и открытым стопорным клапане и байпасе ГПЗ (давление в паровых коробках номинальное, вентиль 32 закрыт). При настройке необходимо следить, чтобы не происходило повышение температуры пара в коллекторе уплотнений.

В коллектор уплотнений, из которого пар подается к камерам P_2 , пар поступает от уравнильной линии деаэраторов через регулировочный клапан (26), управляемый электронным регулятором. Регулятор поддерживает в коллекторе избыточное давление около 0,01 МПа. Температура пара в коллекторе должна быть 130—150 °С. Понижение температуры пара недопустимо, так как появляющаяся при этом в паре влага, количество которой при низкой температуре может стать значительным, приводит, особенно при пусках турбины из горячего состояния, к местному захламлению цилиндров и роторов, в результате чего возможны их изгиб и задевание роторов за детали цилиндра.

В случае, если температура пара на входе в коллектор окажется ниже требуемой, можно ее повысить подмешиванием некоторого количества пара из линии, питающей деаэратор. Повышение температуры пара в коллекторе выше 150 °С также нежелательно, так как приводит к дополнительному нагреву роторов и росту их относительного удлинения по отношению к цилиндрам, особенно при пусках турбины из холодного состояния. Поскольку трубы, подводящие пар от коллектора уплотнений к камерам P_2 , имеют различную протяженность и конфигурацию, а следовательно, и различное сопротивление, на них устанавливаются настроенные вентили, позволяющие получить в камерах одинаковое избыточное давление 3—5 кПа. Во время эксплуатации турбины пользоваться вентилями и изменять их открытие не требуется. Можно отметить, что при пуске турбины давление в коллекторе уплотнений бывает несколько ниже, чем при работе турбины.

Сальниковый подогреватель, отсасывая пар из камер P_2 , поддерживает в них абсолютное давление ниже 0,08 МПа. Выполнение такого отсоса определилось несколькими соображениями, в том числе обеспечением хороших условий работы регулятора, поддерживающего давление в коллекторе уплотнений. Регулятор работает тем стабильнее, чем меньше изменяется расход пара из коллектора в камеры P_2 . Из камер P_2 пар вытекает через зазоры в уплотнениях в соседние камеры P_1 и P_3 . Перепад давления между камерами P_2 и P_1 очень мал, поэтому расход пара из камер P_2 в камеры P_1 невелик. Основной расход из камер P_2 идет в камеры P_3 . Давление в камерах P_3 на различных режимах работы турбины изменяется незначительно, причем перепад давлений между этими камерами и камерами P_2 всегда близок к критическому, поэтому расход пара из камер P_2 в камеры P_3 практически постоянен. В уплотнениях цилиндра, в котором в процессе работы турбины сохраняется вакуум, камера P_3 не выполняется.

Отсос воздуха из сальникового подогревателя производится в конденсаторы, образующийся в сальниковом подогревателе конденсат сливается в расширитель дренажей конденсатора через гидрозатвор высотой 14 м. Предусмотрена возможность отключения сальникового подогревателя по воде (основному конденсату) на режиме с охлаждением встроенных пучков конденсаторов сетевой водой, когда температура основного конденсата становится высокой и не обеспечивает требуемого вакуума в сальниковом подогревателе. Для этого имеется обвод основного конденсата по перемычке Ø 150 мм.

В последних схемах с учетом достаточно высокой надежности сальниковый подогреватель по подводу пара и сливу конденсата через гидрозатвор не отключается и ремонт его производится вместе с турбиной. При отключении сальникового подогревателя открывается задвижка 48 и отсос пара из уплотнений происходит на конденсаторы через охладитель (20). Для снижения температуры пара в охладитель подается вода, распыляемая через форсунку.

На турбинах первых выпусков имелся подвод свежего пара в первую камеру переднего уплотнения K_2 , включался он также при пусках из горячего состояния и при сбросах нагрузки для уменьшения относительного сокращения ротора ВД. Поскольку сброс нагрузки заранее предусмотреть нельзя, то появлялась необходимость быстрого включения этого подвода, когда хорошо прогреть и продренить его невозможно. Кроме того, опыт эксплуатации показал, что подмешивание горячего пара в предпоследнюю камеру переднего уплотнения позволяет удерживать относительное сокращение РВД в допустимых пределах. Поэтому подвод свежего пара в камеру K_2 был снят.

е) Обогрев фланцев и шпилек ЦВД

Специальный обогрев фланцев цилиндров уменьшает разность температур между стенками цилиндра и фланцами, а также по ширине фланцев, увеличивает тепловое удлинение цилиндра, уменьшая тем самым относительное удлинение роторов.

Обогрев фланцев и шпилек турбины Т-100/120-130-5 производится паром из камеры регулирующей ступени, подаваемым в обнизку, выполненную во фланце нижней половины цилиндра (рис. 4.6). Одновременно с прогревом фланцев происходит разогрев шпилек за счет протекания пара в зазоре между шпилькой и фланцем верхней половины цилиндра. Такая схема применяется на турбинах последних выпусков. Ранее выпускавшиеся турбины оснащались схемой обогрева свежим паром, пропускаемым через короба, приваренные к фланцам, и через внутренние сверления в шпильках (аналогичную схему имеет турбина Р-100-130, см. рис. 4.8). Преимуществом новой схемы в первую очередь является то, что она существенно проще ранее применявшейся схемы. При использовании новой схемы следует учитывать, что при развороте турбины, до набора некоторой нагрузки, ее эффективность относительно невелика, так как из-за низкого давления в камере регулирующего колеса расход пара через систему в это время мал. Поэтому разворот турбины и взятие первоначальной нагрузки должны производиться быстрее и без задержек.

Пар для обогрева через вентили 225 и 224 подается сразу к правому и левому фланцам цилиндра в их наиболее горячем месте, вентили располагаются по возможности ближе к цилиндру, чтобы уменьшить длину труб и свести к минимуму необходимость их прогрева. Предусмотрено дренирование трубопровода через вентиль 226. Пар после обогрева фланцев сбрасывается с двух концов каждого фланца в отбор на ПСГ № 2. Через вентиль 227 в

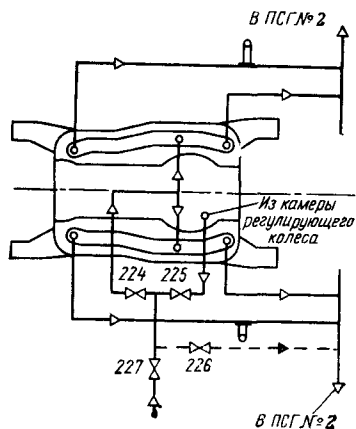


Рис. 4.6. Схема обогрева фланцев и шпилек

систему обогрева может быть подан воздух в случае применения воздушного расхолаживания турбины после ее останова.

ж) Дренажи

Дренажные линии турбоустановки в основном объединены в три коллектора: высокого (ВД), среднего (СД) и низкого (НД) давлений (см. рис. 4.2). К коллектору ВД подходят линии дренажей перепускных труб от стопорного к регулирующим клапанам. К этому же коллектору подведены дренажи колен боковых регулирующих клапанов. На этих дренажах имеются обратные клапаны, которые препятствуют попаданию в турбину пара из коллектора. До обратных клапанов дренажные трубки соединены перемычкой, на которой установлены дроссельные устройства, что обеспечивает, после того как открылся первый клапан, постоянный прогрев колена четвертого клапана. Коллектор ВД соединен с расширителем дренажей конденсатора. Дренаж из цилиндра высокого давления выведен в расширитель отдельной линией.

Расширитель дренажей конденсаторов имеет диаметр 400 мм, верхняя часть его соединена с паровым пространством конденсаторов, а нижняя соединена со сборниками конденсата трубой $\varnothing 200$ мм, через которую сливается образующийся конденсат.

К коллектору СД подходят девять дренажных линий: одна линия, объединяющая дренажи от четырех перепускных труб между ЦВД и ЦСД и паровпускной части ЦСД; восемь линий дренажей до и после обратных клапанов на линиях отборов пара к ПВД и ПНД № 4. На всех дренажных линиях имеются вентили, позволяющие отдельно дренировать трубы при включении ПВД или ПНД № 4 на работающей под нагрузкой турбине.

В коллектор НД собраны шесть дренажных линий от трубопроводов отборов на ПНД № 3 и 2 и ПСГ № 2, а также от трубопровода отсоса пара из уплотнений к сальниковому подогревателю. На линиях отборов дренажи выполнены до и после обратных клапанов, все дренажи являются постоянно действующими, поэтому на большинстве из них, а также на коллекторе НД нет арматуры. Только на дренажных линиях до и после обратного клапана на трубопроводе отбора пара к ПНД № 2 имеются вентили, позволяющие переключать эти дренажи во время работы турбины с коллектора НД в ПСГ № 2. Дренаж до и после обратного клапана на линии к ПНД № 1 постоянно введен в ПСГ № 1. Поскольку указанные дренажи введены в аппараты, в которых давление практически равно давлению в дренируемых линиях, протечки пара по ним нет, а образующаяся влага стекает за счет разности высотных отметок мест дренирования и сетевых подогревателей.

Когда ПСГ № 1 не работает, то попадающий в него дренаж вместе со стоячным конденсатом отводится в расширитель конденсаторов через гидрозатвор, что исключает прямое поступление по дренажам пара в конденсатор и потерю теплоты через дренажи. Для уменьшения потерь теплоты на дренажах из линии отбора пара к ПНД № 3 установлены дроссельные шайбы.

Непосредственно к расширителю дренажей конденсаторов подключены линии дренажей трубопровода подачи пара к уплотнениям и трубопровода отсоса пара от штоков клапанов к деаэратору. Дренаж из коллектора уплотнений является постоянно действующим и выполнен с гидрозатвором высотой 3 м, что практически исключает потери по нему теплоты. Образующийся конденсат через открытую воронку направляется в бак низких точек.

4.3. Схема турбоустановки с турбиной Р-100-130

Подвод свежего пара к турбине Р-100-130 выполнен двумя трубопроводами $\varnothing$ 300 мм (рис. 4.7). На каждой нитке трубопровода имеется ГПЗ, после них для выравнивания потоков выполнена перемычка $\varnothing$ 175 мм с задвижкой. Наличие задвижки позволяет производить проверку плотности каждого из двух стопорных клапанов в отдельности. ГПЗ имеют обводы: на одном из обводов $\varnothing$ 175 мм установлены байпасный и запорный вентили, а на другом с таким же диаметром — промывочное устройство 4. Каждая нитка имеет расходомеры, линии продувки и ревизии. Свежий пар до ГПЗ от обоих ниток может подаваться в коллектор отсоса пара от штоков клапанов, на деаэратор и на обогрев фланцев и шпилек. Каждый стопорный клапан двумя трубами соединен с двумя паровыми коробками регулирующих клапанов. Между коробками, соединенными с разными стопорными клапанами, имеются перемычки.

Пар, отработавший в турбине, по четырём ниткам $\varnothing$ 450 мм направляется потребителю. На каждой нитке имеется отключающая задвижка с байпасом $\varnothing$ 50 мм. Байпасы используются при пуске турбины. Все нитки до отключающих задвижек соединены между собой перемычкой $\varnothing$ 150 мм; каждые две нитки имеют дренажную линию и линию ревизии. На этих же участках паропроводов установлено шесть предохра-

нительных клапанов, управляемых импульсными клапанами. От одной из ниток выполнен отвод $\varnothing$ 150 мм, заведённый в выхлопную трубу за предохранительными клапанами и позволяющий при необходимости кратковременно, например для проверки регулирования, развернуть турбину с выбросом отработанного пара в атмосферу.

В турбине с противодавлением температура отработанного пара существенно повышается при снижении нагрузки на турбину. Если потребителю требуется пар с температурой, изменяющейся в небольших пределах, то на всех нитках отработавшего пара размещаются пароохладительные устройства (13).

Турбоустановка имеет три ПВД (см. табл. 2.4). Конденсат греющего пара из ПВД сливается каскадно и направляется в деаэратор 0,6 МПа.

Корпуса ПВД равнопрочны и рассчитаны на максимальное давление, поэтому предохранительные клапаны на ПВД не устанавливаются. Отсос воздуха из корпусов ПВД происходит каскадно. Из последнего ПВД воздух отсасывается в сальниковый подогреватель.

Схема уплотнений турбины Р-100-130 выполнена для работы по двум вариантам. Первый из них, в котором предусмотрен подвод деаэрированного пара через клапан (16) и коллектор в предпоследние камеры уплотнений, близок к схеме уплотнений турбины Т-100-130. Отличие заключается в том, что давление в сальниковом подогревателе (8) устанавливается около 0,103 МПа вместо 0,05—0,08 МПа для турбины Т-100-130. Давление в сальниковом подогревателе определяется тем, что воздух из него отсасывается во вторую ступень холодильника эжектора уплотнений, а затем выходит в атмосферу. Конденсат греющего пара сливается в атмосферный бак низких точек. Если при такой работе появится парение из последних камер концевых уплотнений, то в сальниковом подогревателе может быть установлено давление меньше 0,093 МПа за счет отсоса воздуха из него имеющимся в схеме специальным эжектором 9. Этот эжектор, как и эжектор уплотнений, работает на деаэраторном паре.

Второй вариант схемы, как и первый, имеет отсосы пара из уплотнений в сальниковый подогреватель и эжектор уплотнений (10), но в нем нет подвода деаэраторного пара. При этом пар из предпоследних камер отсасывается в сальниковый подогреватель. Отсутствие подвода деаэраторного пара повышает экономичность схемы.

Работа по первому варианту схемы целесообразна при пуске турбины из холодного состояния, когда относительно холодный деаэраторный пар уменьшает удлинение ротора.

Переход на работу по второму варианту возможен после прогрева турбины, при этом следует убедиться, что от более горя-



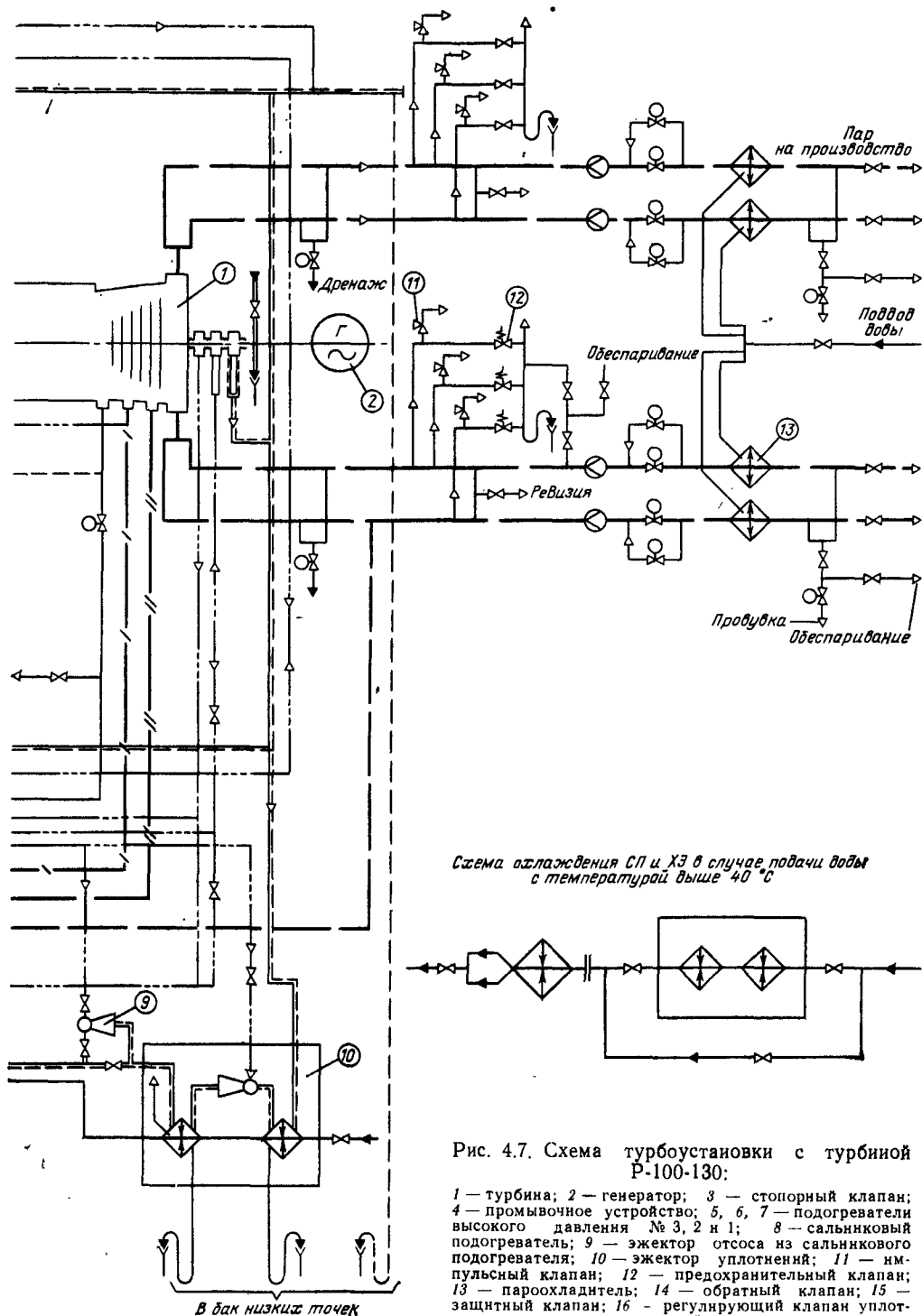


Рис. 4.7. Схема турбоустановки с турбиной Р-100-130:

1 — турбина; 2 — генератор; 3 — стопорный клапан; 4 — промывочное устройство; 5, 6, 7 — подогреватели высокого давления № 3, 2 и 1; 8 — салынный подогреватель; 9 — эжектор отсоса из салынного подогревателя; 10 — эжектор уплотнений; 11 — импульсный клапан; 12 — предохранительный клапан; 13 — парохладитель; 14 — обратный клапан; 15 — защитный клапан; 16 — регулирующий клапан уплотнений

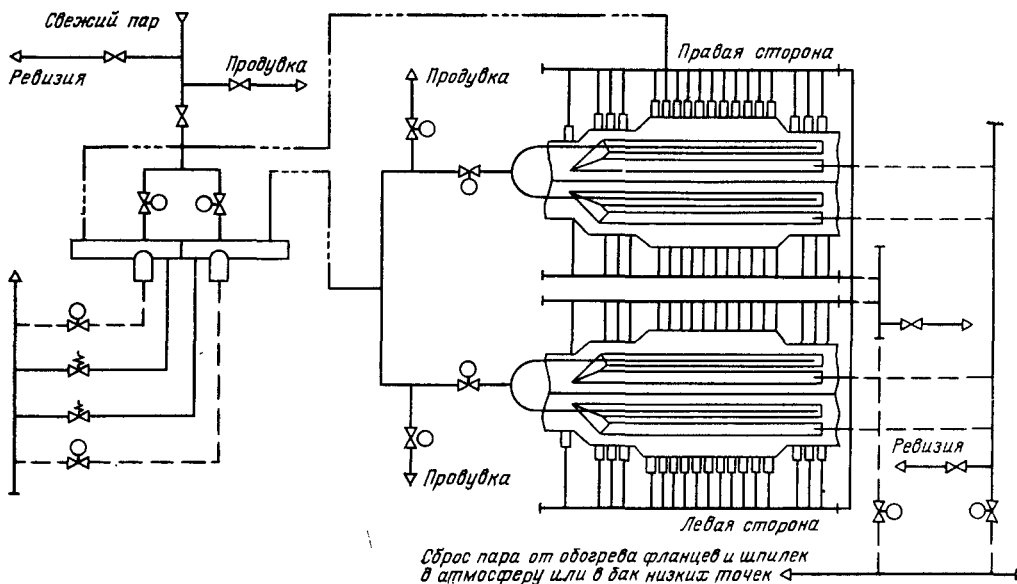


Рис. 4.8. Схема обогрева фланцев и шпилек турбины Р-100-130

чих концов ротора не происходит дополнительного недопустимого нагрева масла в подшипниках, а относительное удлинение ротора остается в допустимых пределах.

Поскольку в турбоустановке с турбиной типа Р собственного конденсата нет, охлаждение паровоздушной смеси в сальниковом подогревателе и холодильнике эжектора уплотнений должно производиться водой от другого источника. Если учитывать, что температура воды, которая может использоваться для охлаждения, бывает различной, предусмотрены два варианта охлаждения обоих рассматриваемых аппаратов (см. рис. 4.7). При температуре воды до 40 °С, когда аппаратам требуется 80 т/ч, сальниковый подогреватель работает с восемью ходами. При температуре воды до 70 °С сальниковому подогревателю требуется 200 т/ч, а холодильнику эжектора уплотнений — 150 т/ч воды. В этом случае открывается задвижка на ободе холодильника эжектора уплотнений, пропускающая 50 т/ч воды, а сальниковый подогреватель за счет внешних переключений переводится на работу в четыре хода.

Конденсат греющего пара из сальникового подогревателя и обеих ступеней холодильника эжектора уплотнений направляется в бак низких точек через отдельные гидрозатворы. Гидрозатвор за сальниковым подогревателем выполнен с двумя коленами, между которыми на более высокой отметке расположен расширительный бачок, имеющий выход в атмосферу. Наличие бака исключает «забивание» слива в случае кратковременного повышения давления в корпусе сальникового подогревателя.

ля, а также обеспечивает заливку гидрозатвора после снижения давления.

В схеме турбоустановки с турбиной Р-100-130 предусмотрен нерегулируемый отбор пара за седьмой ступенью. На линии отбора установлены отключающая задвижка с электроприводом, обратный клапан с принудительным закрытием, защитный клапан (15), отключающая задвижка с ручным управлением и расходомерная шайба.

Защитный клапан имеет быстродействующий масляный сервомотор (автозатвор), связанный с линией управления стопорными клапанами турбины и отключающий отбор при сбросах электрической нагрузки и при срабатывании защиты турбины от разгона обратным потоком пара из линии отбора.

Дренажи в турбоустановке с турбиной Р-100-130 направляются в специальный расширитель дренажей. В отдельных случаях сбросной пар направляется в атмосферу.

Обогрев фланцев и шпилек цилиндра турбины Р-100-130 производится свежим паром, подаваемым через коллектор в короба на фланцах и во внутреннее сверление шпилек (рис. 4.8). Из одной половины коллектора пар поступает на обогрев фланцев, из другой — на обогрев шпилек. К каждой половине коллектора пар подается через свой регулирующий клапан с электроприводом. Сброс пара из системы обогрева производится в атмосферу или в бак низких точек.

На обеих половинах коллектора установлены предохранительные клапаны, так

как вся система обогрева рассчитана на невысокое давление. Клапаны настраиваются при полностью открытых вентилях продувки из коллектора. Требуемое давление настройки 0,5 МПа устанавливается постепенным открытием регулирующих клапанов на подводе пара. Если вследствие ограниченной пропускной способности подводящей линии, имеющей $\varnothing 20$ мм, давление в коллекторе при полностью открытых регулирующих клапанах не достигнет требуемой величины, можно несколько прикрыть вентили продувки. Электровентили перед коробами на правой и левой стороне цилиндра используются при прогреве и продувке паропроводов до коробов.

Обогрев шпилек включается после обогрева фланцев, когда температура фланцев превысит температуру шпилек более чем на 20 °С. Разогрев шпилек больше, чем разогрев фланцев, может привести к нарушению плотности горизонтального разреза цилиндра.

Поскольку система обогрева связана с деталями турбины, работающими с высокими температурами, необходимо следить, чтобы на них не попала вода. Перед включением системы требуется тщательно прогревать трубопровод свежего пара, постоянно дренировать отстойники коллектора, периодически через вентили ревизии контролировать отсутствие в системе воды. Нельзя допускать сброса пара после обогрева в баки, где возможно избыточное давление, чтобы вода из них не могла попасть в систему обогрева.

Следует иметь в виду, что система обогрева по рис. 4.8 на всех турбинах ПО ТМЗ заменяется на систему обогрева через обнизку (см. рис. 4.6).

4.4. Схема турбоустановки с турбиной Т-175-130

Схема турбоустановки (рис. 4.9) с турбиной Т-175-130 имеет много общего со схемой турбины Т-110/120-130-5, в то же время отдельные вопросы в ней решены так же, как в турбине Р-100-130. Например, подвод свежего пара в турбинах Т-175-130 и Р-100-130 выполнен практически одинаково, что определилось одинаковым расходом свежего пара у этих турбин. Одно из различий заключается в том, что в турбине Т-175-130, устанавливаемой вдоль машинного зала, оба байпаса, пусковой и с промывочным устройством, выполнены у одной задвижки, в то время как в турбине Р-100-130, размещаемой поперек машинного зала, они выполнены у разных задвижек. Пусковой байпас в турбине Т-175-130 имеет $\varnothing 100$ мм, а в турбине Р-100-130 — $\varnothing 175$ мм. Это объясняется тем, что расход пара на холостом ходу и при первоначальной нагрузке, обеспечиваемой расходом пара через байпас, в турбине Т-175-130, работающей с конденсационной установкой, значительно меньше, чем в турбине Р-100-130, имеющей довольно высокое противодействие.

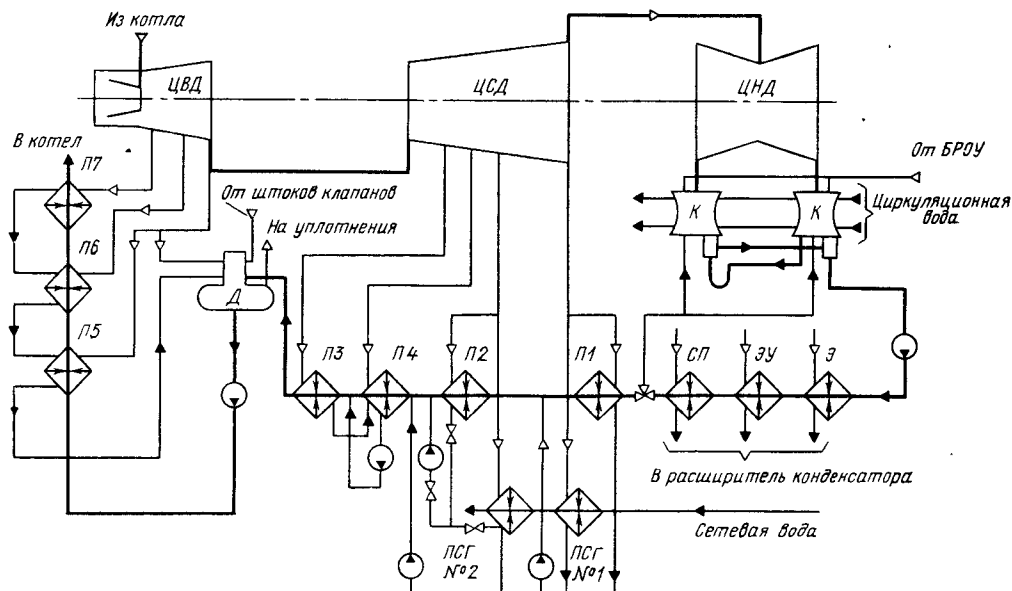


Рис. 4.9. Принципиальная схема турбоустановки с турбиной Т-175-130

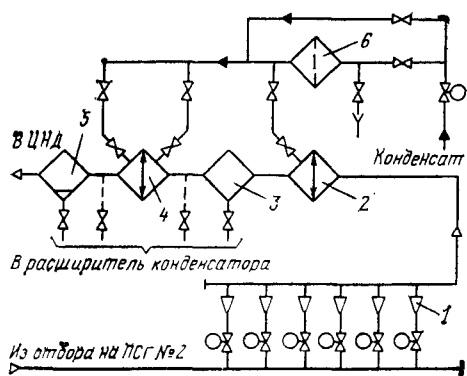


Рис. 4.10. Охлаждающее устройство

Отработанный пар после турбины (в количестве до 520 т/ч) поступает в конденсаторную группу, состоящую из двух конденсаторов. Циркуляционная вода для повышения экономичности последовательно проходит через конденсаторы, благодаря чему во втором конденсаторе устанавливается несколько более высокое давление $p_k + \Delta p$, чем в первом, где оно равно p_k . Разница давлений Δp равна на расчетном режиме 1,5 кПа. Конденсат, образующийся в конденсаторе с меньшим давлением, сливается через гидрозатвор в конденсатор с более высоким давлением. Для этого первый конденсатор расположен выше второго на 0,5 м. Если бы слив конденсата производился из второго конденсатора в первый, то теплота конденсата, соответствующая разнице давлений между конденсаторами, терялась бы в первом конденсаторе. Из второго конденсатора смешанный конденсат сливается последовательно в два сборника конденсата, суммарный объем жидкости в которых обеспечивает устойчивую работу системы регулирования уровня. Из второго сборника конденсат откачивается конденсатными насосами производительностью 320 м³/ч. Из трех установленных насосов один является резервным. Кроме этих насосов, имеется насос солевых отсеков.

Солевые отсеки отделены от основного пространства конденсаторов порогом и соединены между собой также через гидрозатвор. Засоленный конденсат сливается в свой сборник, когда на линии к насосу открыта задвижка.

Через встроенные пучки конденсаторов может пропускаться либо циркуляционная, либо подпиточная вода. Подвод сетевой воды во встроенные пучки не предусмотрен, так как при большом давлении на выходе, которое может иметь место при высокой температуре обратной сетевой воды, рабочие лопатки последних ступеней турбины Т-175-130, имеющие значительную длину, работать не могут.

Для возможности работы на режиме с противодавлением с минимальным пропуском пара в конденсатор на перепускных трубах от ЦСД к ЧНД установлены задвижки. При закрытии задвижек полностью прекращается подача пара от одного цилиндра к другому через ресиверы.

Пар, требуемый для охлаждения прочной части ЧНД, подается при закрытых задвижках в камеру перед регулирующими диафрагмами из отбора на ПСГ № 2. Прежде чем попасть в ЧНД, пар проходит охлаждающее устройство, содержащее ряд элементов (рис. 4.10), в которых температура пара снижается и происходит его увлажнение. Если пар после первого впрыскивания воды направляется в ЧНД, то его конечная влажность существенно менялась бы в зависимости от давления и перегрева пара, забираемого из отбора на ПСГ № 2. Поэтому в устройстве сначала получают сухой насыщенный пар определенного давления, а потом увлажняют его вторичной подачей нужного количества воды.

Пар, поступающий в охлаждающее устройство, первоначально проходит через входные сопла 1, в которых его давление уменьшается примерно до 0,05 МПа, и направляется затем в блок увлажнителей 2, имеющих форсунки с отверстиями $\varnothing 3,2$ мм. К форсункам через щелевой фильтр 6 с шириной щели 1 мм подается основной конденсат после конденсатных насосов. Впрыск конденсата пар, имевший перегрев, охлаждается и доводится до температуры насыщения при имеющемся в блоке давлении. После блока увлажнения пар поступает в сепаратор 3, в котором из него удаляется излишняя влага. Затем пар идет в пароохладитель 4, представляющий собой диффузор, в наиболее узкой части которого в поток через форсунки с отверстиями $\varnothing 2$ мм впрыскивается вода (конденсат после фильтров), хорошо распыливаемая благодаря малым отверстиям в форсунках и большой скорости потока в горле диффузора. Образующаяся на стенках трубопровода пленочная влага удаляется во влагоотделителе 5.

Для поддержания оптимального количества пара, поступающего в ЧНД, в рассматриваемом устройстве на подводе пара установлено шесть автоматически управляемых сопл. При низком давлении пара в отборе на ПСГ № 2 (0,06 МПа) пар в охлаждающее устройство подается через все сопла. Если давление в отборе повышается, то вентили, установленные перед соплами, последовательно закрываются, поочередно отключая сопла. При давлении 0,2 МПа остается открытым один вентиль и пар идет через одно сопло.

Так же как в турбине Т-100-130, конденсаторы турбины Т-175-130 имеют пароохладители с двумя коллекторами с форсунками и пароприемные устройства. Пароохладители могут включаться при длительной работе на холостом ходу для

проверки защит генератора. Конденсат на охлаждение подводится к форсункам от напорной линии конденсатных насосов в количестве не более $25 \times 2 = 50$ т/ч.

Через форсунки вторых коллекторов может для добавки вводиться химически очищенная вода в количестве не более $20 \times 2 = 40$ т/ч, температура которой должна превышать на $8-10^\circ\text{C}$ температуру насыщения во втором по ходу охлаждающей воды конденсаторе.

В турбинах, работающих в блоке с котлами, без поперечных связей, имеющие пароприемные устройства могут принимать до 320 т/ч пара от РОУ или БРОУ с учетом пара, образующегося от выпуска охлаждающей воды. Давление пара перед подпорной шайбой пароприемного устройства не должно превышать 0,7 МПа, а температура — 200°C . Конденсат, подаваемый к форсункам пароприемного устройства, должен иметь давление 0,5—0,6 МПа. Давление конденсата и химически очищенной воды, подводимых к форсункам парохладителей, должно быть в пределах 0,4—0,5 МПа.

Воздухоудаляющее устройство турбины Т-175-130 включает в себя три основных эжектора и один пусковой эжектор. Кроме того, еще один пусковой эжектор используется для отсоса воздуха из трубопроводов циркуляционной системы у конденсаторов. Из трех основных эжекторов два должны находиться в работе, а один — в резерве. Основные эжекторы включены по воде (основной конденсат) параллельно, они требуют не менее 210 т/ч конденсата для охлаждения и пропускают до 600 т/ч конденсата, что соответствует максимальному расходу конденсата из конденсатора.

В схему регенеративного подогрева в турбоустановке с турбиной Т-175-130 входят холодильники основных эжекторов и эжектора уплотнений, сальниковый подогреватель, четыре ПНД и три ПВД. Минимальный расход основного конденсата через эжектор уплотнений 180, а максимальный 450 т/ч, поэтому вокруг эжектора выполнен постоянный обвод трубой $\varnothing 80$ мм. Минимальный и максимальный расходы через сальниковый подогреватель соответственно 250 и 660 т/ч. Места отбора пара на ПНД и ПВД указаны в табл. 1.6. Из линии отбора пара к ПНД № 4 выполнен отвод для подачи пара на калориферы. На отводе установлены отключающая задвижка и обратный клапан без принудительного закрытия. За основной отключающей задвижкой на линии к ПНД № 4 установлены два предохранительных клапана, защищающих этот ПНД при сливах в него конденсата из ПВД № 5. Пар на деаэратор 0,6 МПа забирается из линий отбора на ПВД № 6 и 5. На обоих отводах имеются обратные клапаны без принудительного закрытия и отключающие задвижки, причем на отводе из линии к ПВД № 6

задвижка имеет электропривод. При повышении давления в отборах задвижка на отводе от линии к ПВД № 6 автоматически закрывается, при понижении давления происходит ее открытие. Закрытие задвижки на отводе из линии к ПВД № 5 не требуется, так как перетоку пара между линиями препятствует обратный клапан.

Конденсат греющего пара из ПНД № 1 в турбинах последних выпусков самотекотом сливается в сборник конденсата ПСГ № 1, который питается паром из того же отбора, что и ПНД № 1. Из ПНД № 2 конденсат греющего пара на чисто конденсационном режиме и режиме одноступенчатого подогрева сетевой воды откачивается сливным насосом в линию основного конденсата за ПНД № 2. На режимах двухступенчатого подогрева сетевой воды, когда работает ПСГ № 2, конденсат из ПНД № 2 сливается самотекотом в сборник конденсата ПСГ № 2. Имеется резервный слив конденсата в расширитель конденсатора. Этот слив используется также при пуске турбоустановки. Конденсат греющего пара из ПНД № 3 откачивается сливным насосом. Если учитывать, что из ПНД № 3 откачивается конденсат греющего пара как самого подогревателя, так и ПНД № 4, для исключения потерь теплоты при аварийном останове насоса их установлено два, причем второй является резервным. Имеется также слив в расширитель конденсаторов, используемый при пусках. Из ПНД № 4 конденсат греющего пара сливается в ПНД № 3 каскадом. Однако если ПНД № 3 отключен для ремонта, конденсат греющего пара из ПНД № 4 может сливаться в расширитель конденсаторов. Конденсат греющего пара удаляется из ПВД каскадно: при достаточном давлении в ПВД № 5 направляется в деаэратор 0,6 МПа, а когда давление в ПВД № 5 снижается, конденсат сливается в ПНД № 4. Корпуса всех ПВД выполнены равнопрочными, поэтому установка на них предохранительных клапанов не требуется.

В турбоустановке предусмотрен регулируемый отбор пара за 13-й ступенью из перепускных труб от ЦВД к ЦСД. На линии отбора последовательно установлены отключающая задвижка с электроприводом, обратный клапан с принудительным закрытием, защитный клапан с быстросрабатывающим масляным автозатвором, задвижка с ручным управлением.

Установка для подогрева сетевой воды включает в себя два сетевых подогревателя (см. табл. 4.1).

Обратная сетевая вода подается в сетевые подогреватели трубопроводом $\varnothing 1000$ мм. Оба подогревателя имеют обвод с перемычкой между ними и необходимой арматурой, позволяющей отключать по воде либо оба подогревателя сразу, либо один ПСГ № 2. На обводе выполнен байпас $\varnothing 400$ мм для более тонкой регулировки нагрузки ПСГ при его включении. Тру-

бы отборов пара к ПСГ имеют ≈ 1200 мм, к ПСГ № 1 идут четыре трубы, а к ПСГ № 2 — две. На трубах к ПСГ № 2 установлены обратные клапаны с принудительным закрытием и отключающие задвижки. От одной из труб к ПСГ № 1 выполнен отвод ≈ 1200 мм, к которому подключены два предохранительных клапана. Из этого же отвода пар трубой ≈ 900 мм может подаваться на испарительную установку. Пар на эту установку может подаваться также линией ≈ 800 мм, врезанной между обратным клапаном и задвижкой на одной из труб отбора на ПСГ № 2. На линиях подачи пара к испарительной установке установлены свои обратные клапаны с принудительным закрытием и отключающие задвижки.

Конденсат греющего пара ПСГ № 1 и ПНД № 1 сливается в один сборник конденсата, откуда откачивается конденсатными насосами в линию основного конденсата перед ПНД № 2. Установлены три конденсатных насоса подачей $320 \text{ м}^3/\text{ч}$ и один малый («стояночный») насос подачей $32 \text{ м}^3/\text{ч}$. Из трех больших насосов при одноступенчатом подогреве, когда нагрузка на ПСГ № 1 может достигать 610 т/ч , в работе находятся два насоса; при двухступенчатом подогреве работает один насос, так как нагрузка ПСГ № 1 на этом режиме обычно не превышает 315 т/ч . Малый насос работает на конденсационном режиме, когда в сборник конденсата поступает конденсат только из ПНД № 1.

Конденсат греющего пара из ПСГ № 2 сливается в сборник конденсата, откуда откачивается конденсатными насосами в линию основного конденсата за ПНД № 2. Установлены два насоса такой же производительностью, как и у ПСГ № 1. Один из насосов при работе ПСГ № 2 находится в работе, другой в резерве. В сборник конденсата ПСГ № 2 подходит линия слива конденсата греющего пара ПНД № 2. При работе на режимах двухступенчатого подогрева, когда включены ПСГ № 2 и его конденсатный насос, сливной насос у ПНД № 2 может быть остановлен.

Отсос воздуха из корпусов сетевых подогревателей выполнен так же, как в турбине Т-110/120-130-5.

В схеме турбоустановки предусмотрены два сальниковых подогревателя, один из которых (второй) работает на сетевой воде и включается в работу при включении установки для подогрева сетевой воды. Если при наличии большой тепловой нагрузки, когда включается линия рециркуляции основного конденсатора, пар из уплотнений направлять в первый сальниковый подогреватель, работающий на основном конденсате, то значительная часть теплоты пара уплотнений с потоком рециркуляции будет уноситься в конденсаторы и пропадать. Сетевая вода во второй сальниковый подогреватель подается после подпорных насосов по трубе ≈ 500 мм и,

пройдя подогреватель, вновь возвращается на всас этих насосов.

Система уплотнений турбины Т-175-130 аналогична схеме турбины Т-110-130, но в ней нет отдельного охладителя на линии сброса пара из уплотнений в конденсатор. Роль охладителя здесь выполняет расширитель конденсатора, в котором имеется впрыск конденсата для охлаждения поступающего пара. Обогрев фланцев и шпилек ЦВД выполнен так же, как у турбины Р-100-130, за исключением сброса пара после обогрева, который в турбине Т-175-130 направляется в расширитель конденсатора.

В расширитель конденсатора поступают также дренажи турбоустановки, собранные предварительно в три коллектора: высокого, среднего и низкого давления. Особенностью дренажей перепускных труб от стопорных к регулирующим клапанам в турбине Т-175-130 по сравнению с другими турбинами является наличие на дренажных линиях от каждой трубы вентилей. Это исключает перетечку влаги по дренажным линиям, собранным в один коллектор, из трубы с более высоким давлением в трубу с более низким давлением. Разница давления в трубах образуется из-за разных расходов пара по перепускным трубам на различных режимах. Перетечка влаги может привести к растрескиванию труб в местах приварки дренажных линий, поэтому введение дополнительной арматуры и, следовательно, дополнительной операции по их управлению себя оправдывает.

4.5. Схема турбоустановки с турбиной ПТ-135-130/15

Принципиальная схема турбоустановки с турбиной ПТ-135-130 показана на рис. 4.11. Подвод свежего пара у турбины ПТ-135-130 выполнен так же, как у турбины Р-100-130, так как обе турбины имеют одинаковый расход свежего пара и обе располагаются поперек машинного зала.

Конденсатор имеет относительно небольшие поверхность охлаждения и расход охлаждающей воды (см. табл. 4.1), выбранные исходя из того, что расчетный расход пара в конденсаторе у этой турбины, имеющей производственный и два отопительных отбора, равен 330 т/ч , что значительно меньше, чем в турбине Т-175-130. Через встроенный пучок конденсатора может пропускаться либо циркуляционная, либо подпиточная вода.

Конденсатор оборудован коллектором для приема пара, пареохладителем и коллектором для приема химически очищенной воды. Коллектор для приема пара используется при блочной компоновке. Максимальный расход редуцированного пара

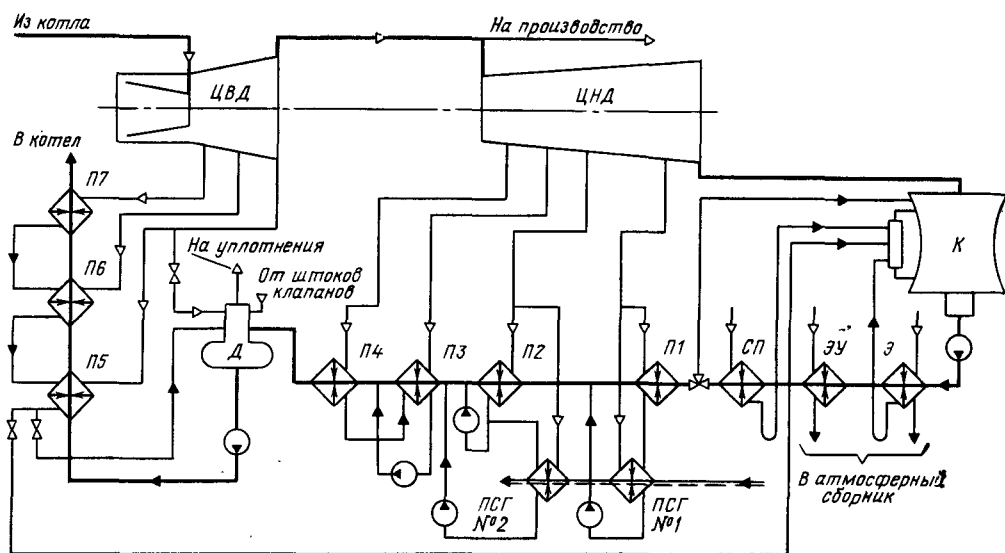


Рис. 4.11. Принципиальная схема турбоустановки с турбиной ПТ-135-130

вместе с охлаждающим конденсатом 230 т/ч, его давление не должно превышать 0,7 МПа, а температура 180 °С. Давление конденсата перед форсунками пароприемного коллектора должно быть 0,4—0,5 МПа. Пароохладитель может быть использован, как и в турбине Т-175-130, для охлаждения выхлопного патрубка и последних ступеней турбины на режимах длительного холостого хода при испытании генератора: в него подается основной конденсат в количестве около 30 т/ч. Коллектор для ввода химически очищенной воды обеспечивает подачу до 40 т/ч воды, идущей на восполнение потерь пара и конденсата.

Конденсат из конденсатора откачивается конденсатными насосами производительностью 300 м³/ч при напоре 160 м. Установлены три насоса, один из которых всегда находится в резерве. Имеется четвертый конденсатный насос, предназначенный, если это потребуются, для откачки конденсата солевых отсеков. Линия рециркуляции имеет два ввода: один — в верхнюю часть корпуса конденсатора, другой — в сборник конденсата. Ввод в верхнюю часть корпуса улучшает деаэрацию возвращаемого конденсата, но может способствовать появлению эрозии выходных кромок лопаток последних ступеней. Поэтому, если кислородсодержание основного конденсата лежит в допустимых пределах, лучше включать линию рециркуляции в сборник конденсата.

Для замера количества основного конденсата, направляемого в линию рециркуляции и поступающего в систему регенерации, установлены три шайбы. Одна из них расположена до клапана рециркуляции и измеряет общий поток основного конден-

сата, поэтому расход через нее не может быть меньше максимального расхода рециркуляции. Две другие шайбы, большая и малая, установлены за клапаном основного конденсата и измеряют расход основного конденсата, идущего в систему регенерации. Большая шайба установлена на главном трубопроводе и предназначена для замера больших расходов, а малая — на обводе $\varnothing$ 200 мм и предназначена для замера малых расходов. Перед каждой шайбой имеется вентиль, что позволяет в зависимости от расхода включать шайбу нужного размера и выключать другую.

Воздухоудаляющее устройство состоит из двух основных и одного пускового эжектора. В работе постоянно должен находиться один основной эжектор, другой является резервным. Расходы пара и основного конденсата в эжекторах такие же, как и в других турбин.

Регенеративная установка включает в себя холодильник эжекторов, сальниковый подогреватель, четыре ПНД'и три ПВД. На линиях регенеративных отборов, за исключением линии к ПНД № 1, установлены обратные клапаны с принудительным закрытием и отключающие задвижки.

Арматура на линии подвода пара к ПНД № 1 не установлена по тем же соображениям, что и у ПНД № 1 турбины Т-100-130. Конденсат греющего пара из ПНД № 1 так же, как в турбине Т-175-130, сливается в сборник конденсата ПСГ № 1, а из ПНД № 2 имеются три слива: сливным насосом в линию основного конденсата за ПНД № 2, в сборник конденсата ПСГ № 2 и пусковой и резервный в расширитель конденсатора. Из ПНД № 3 конденсат греющего пара откачивается сливным насосом в линию основного конденсата за

ПНД № 3, имеется резервный слив в расширитель конденсатора. Из ПНД № 4 конденсат греющего пара сливается каскадно в ПНД № 3, а при ремонтах ПНД № 3 — в расширитель конденсатора. Конденсат греющего пара из ПВД сливается каскадно в деаэратор 0,6 МПа, а при низком давлении в отборе на ПВД № 5 конденсат сливается в расширитель конденсата.

Наличие в турбине ПТ-135-130 регулируемого производственного отбора делает давление в отборе на ПВД № 5 достаточно стабильным на различных режимах работы, поэтому снижение давления в этом отборе до величины, когда требуется производить слив конденсата греющего пара в расширитель конденсатора, происходит достаточно редко и потери теплоты при этом будут невелики.

Пар на производство выдается по четырем ниткам, имеющим $\varnothing$ 350 мм. На каждой нитке установлен обратный клапан с принудительным закрытием. Все нитки до обратных клапанов соединены перемычкой $\varnothing$ 80 мм для поддержания в прогретом состоянии участка паропровода до отключающей задвижки на той из ниток, которую по каким-либо причинам нужно отключить. Перед перемычкой на линиях производственного отбора установлено шесть предохранительных клапанов. В турбине ПТ-135-130 за седьмой ступенью имеется нерегулируемый отбор пара, трубопровод которого оснащен так же, как в турбине Р-100-130. Из камеры отбора за шестнадцатой ступенью, откуда забирается пар к ПНД № 4, выполнен отбор к стационарным теплообменникам. Труба отбора $\varnothing$ 400 мм, на ней установлен обратный клапан с принудительным закрытием, имеются еще две линии отбора пара на стационарные теплообменники из трубопроводов пара к сетевым подогревателям. Каждая линия имеет $\varnothing$ 1000 мм, причем в отбор с более низким давлением пар поступает от обеих труб, идущих к ПСГ № 1. На линии этого отбора установлены обратный клапан с принудительным закрытием и отключающая задвижка. На линии отбора с более высоким давлением имеется только отключающая задвижка, а обратный клапан не установлен, так как отбор взят после обратного клапана, установленного для ПСГ № 2.

Пар к ПСГ № 1 поступает двумя нитками $\varnothing$ 1000 мм, а к ПСГ № 2 — одной ниткой того же диаметра. На линиях к ПСГ № 1 арматуры нет, на линии к ПСГ № 2 имеется и обратный клапан с принудительным закрытием и отключающая задвижка. Для откачки конденсата греющего пара из сборника конденсата ПСГ № 1 установлены три конденсатных насоса производительностью 125 м³/ч, один из которых всегда находится в резерве. В сборнике конденсата ПСГ № 2 установлены два конденсатных насоса, один из них является резервным. За каждой из двух групп насосов имеется линия рециркуляции с

задвижкой, управляемой дистанционно, и линия аварийного слива. В сборник конденсата ПСГ № 1 на всех режимах сливается конденсат греющего пара из ПНД № 1. Причем когда ПСГ № 1 отключен, конденсат из ПНД № 1, сливающийся в сборник конденсата ПСГ № 1, направляется далее через регулирующий клапан в сборник конденсата конденсатора.

В турбине с производственным и отопительными отборами пара большой пропуск пара в конденсатор бывает кратковременным, поэтому количество конденсата, образующегося в ПНД № 1, обычно невелико и потери теплоты от сброса конденсата греющего пара в конденсатор будут небольшими. Регулирующий клапан на линии в конденсатор имеет байпас $\varnothing$ 50 мм для слива стояночного конденсата ПСГ № 1 при отключенном ПНД № 1. В сборник конденсата ПСГ № 2 на режимах с включенным ПСГ № 2 сливается конденсат из ПНД № 2. Имеется также линия $\varnothing$ 50 мм слива стояночного конденсата в сборник конденсата конденсатора. Сетевая вода подается в ПСГ после подпорных насосов по трубопроводу $\varnothing$ 600 мм и, пройдя оба ПСГ, направляется сетевыми насосами в линию прямой сетевой воды. Имеется обводная линия и необходимая арматура, позволяющая работать с ПСГ № 1 или с обоими ПСГ вместе.

Отсос воздуха из ПСГ выполнен аналогично другим турбинам. Так же, как в турбине Т-175-130, выполнены система уплотнений и обогрев фланцев и шпилек.

4.6. Схема турбоустановки с турбиной Т-250/300-240-3

Схема турбоустановки с турбиной Т-250/300-240-3 выполнена для работы турбины в блоке с котлом (рис. 4.12).

Свежий пар от котла к турбине подается по двум трубам $\varnothing$ 200 мм. Трубы подходят к отдельным блокам клапанов, которые размещены справа и слева от турбины. От каждой нитки трубопроводов выполнен отвод $\varnothing$ 125 мм к БРОУ, выполняющему функции ПСБУ, отводы через корпус БРОУ объединяют обе нитки трубопроводов между собой. Далее на трубах свежего пара установлены ГПЗ, до и после которых имеются линии продувки $\varnothing$ 40 мм, объединенные попарно. Продувки двумя трубами $\varnothing$ 40 мм с ограничительными шайбами выведены в коллектор высокого давления конденсатора турбины. От блоков клапанов пар по десяти трубам $\varnothing$ 100 мм (по пять труб от каждого блока) поступает в турбину. Для лучшего прогрева корпусов блоков между ними выполнена перемычка $\varnothing$ 100 мм, из которой предусмотрены дренажные линии.

Пар после ЦВД двумя трубами $\varnothing$ 450 мм направляется в котел для промежуточного перегрева. Холодные нитки промперегрева имеют переемычку, на которой установлены предохранительные клапаны.

Необходимость их установки определялась тем, что за линиями промперегрева, на ЦСД, имеются стопорные и регулирующие клапаны, произвольное закрытие которых может поставить весь тракт промперегрева и ЦВД под полное давление свежего пара, что недопустимо по соображениям их прочности. Из переемычки забирается пар для резервного питания деаэратора и может быть по согласованию с заводом-изготовителем турбины взят пар на станционные нужды. В одну из ниток промперегрева поступает пар от переднего уплотнения ЦВД. После промежуточного перегрева горячий пар возвращается в турбину, в ЦСД-1, двумя трубами $\varnothing$ 600 мм. Из каждой трубы выполнен сброс пара трубой $\varnothing$ 350 мм, объединенный затем в одну трубу $\varnothing$ 400 мм, идущую в расширитель дренажей конденсатора. На этой трубе последовательно установлены две быстродействующие электрозадвижки, одна из которых со стороны конденсатора имеет вакуумное уплотнение. Задвижки заблокированы с клапанами ЧСД так, что при закрытии клапанов задвижки открываются и, наоборот, при открытых клапанах задвижки закрыты. За задвижками имеется охладитель пара, в котором пар охлаждается за счет впрыска в него воды, подаваемой от конденсатных насосов второй ступени по трубе $\varnothing$ 50 мм в количестве 16 т/ч.

При пусках турбины пар, пройдя ЦВД и тракт промперегрева, обеспечивает их прогрев, а затем по сбросной линии направляется в конденсатор. Эта же линия используется для обеспечения промперегрева при сбросах нагрузки с турбогенератора, когда электрозадвижки автоматически открываются, открывая сброс пара в конденсатор.

Обеспаривание повышает надежность удержания в допустимых пределах частоты вращения ротора, исключая ее недопустимое повышение даже при неплотности клапанов ЧСД. Оно уменьшает опасность перегрева ступеней ЦВД при возможном вращении их в плотном паре во время аварийной ситуации работы турбоагрегата в моторном режиме.

Из линий горячего промперегрева перед блоками клапанов ЧСД выполнены дренажи.

Пар, пройдя ЦСД-I, по двум перепускным трубам $\varnothing$ 900 мм, каждая из которых раздваивается на две трубы $\varnothing$ 600 мм, подводится к переднему и заднему концам двухпоточного ЦСД-II. По двум перепускным трубам $\varnothing$ 1600 мм из ЦСД-II пар подается в середину двухпоточного ЦНД.

Конденсатор турбины Т-250-240 имеет поверхность охлаждения, образованную примерно 21 тыс. прямых труб длиной 9 м, развальцованных с обеих сторон в трубных досках. Каждый из трех пучков конденсатора (два основных и один встроенный) имеет воздухоохладитель, трубы воздухоохладителей выполнены из нержавеющей стали 12Х18Н10Т и имеют диаметр 25 мм при толщине стенки 1 мм. Трубы остальной поверхности охлаждения в зависимости от качества охлаждающей воды выполняются либо из сплава МНЖ-5-1, либо из латуни ЛО-70-1, имеют диаметр 24 мм и толщину стенки 1 мм, толщина стенок первых рядов основных пучков со стороны входа пара 2 мм. Суммарное количество охлаждающей воды с учетом подачи ее на маслоохладители генератора составляет 29 500 т/ч.

В верхней части конденсатора расположены два коллектора для приема пара, сбрасываемого от БРОУ или расточного расширителя. Пар к каждому коллектору подводится трубой $\varnothing$ 450 мм. Температура пара после БРОУ должна быть 180—200 °С. Из коллекторов в конденсатор пар поступает через сопла (по шесть на каждом коллекторе), направленные вниз под углом 15°. В каждом сопле установлено по две водяные форсунки для дополнительного охлаждения пара примерно до 80 °С. Форсунки направлены поперек потока навстречу друг другу (в первоначальной конструкции имелась одна форсунка, установленная вдоль потока пара). Вода к форсункам поступает от КЭН-II. На трубе подвода установлена задвижка с электроприводом, заблокированная с БРОУ и открывающаяся при включении БРОУ. Пропускная способность БРОУ и, следовательно, всего тракта после нее определена исходя из обеспечения следующих режимов.

При пуске блока, когда давление перед БРОУ и турбиной невысоко, расход пара через БРОУ должен быть достаточным, чтобы толчок турбины произвести без дополнительной форсировки котла только за счет прикрытия БРОУ.

При сбросе нагрузки с генератора давление в котле повысится и БРОУ автоматически откроется. В этот момент одновременно, в течение нескольких минут, необходимых для снижения паропроизводительности котла, через БРОУ пройдет значительное количество пара, которое требуется охладить за счет впрыска воды и принять в коллекторы. Если после сброса нагрузки блок выйдет на холостой ход, то через БРОУ должен проходить пар в количестве примерно 30 % номинальной производительности котла.

Исходя из этих соображений БРОУ выбрано таким, что при давлении 25 МПа, имеющем место после сброса нагрузки, через него проходит примерно 580 т/ч пара при температуре 545 °С, охлаждение которого требует 110 т/ч воды. Для разворота

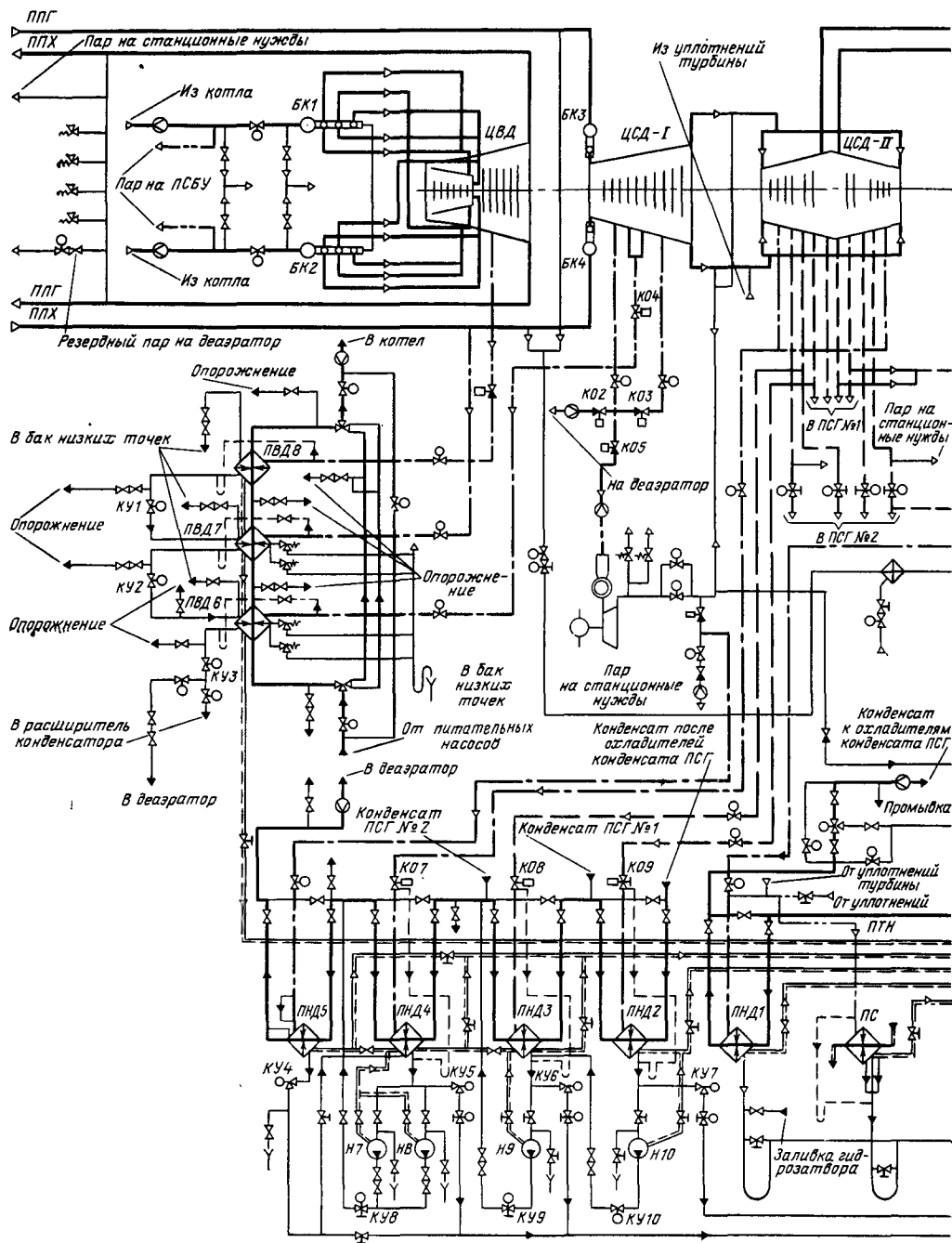
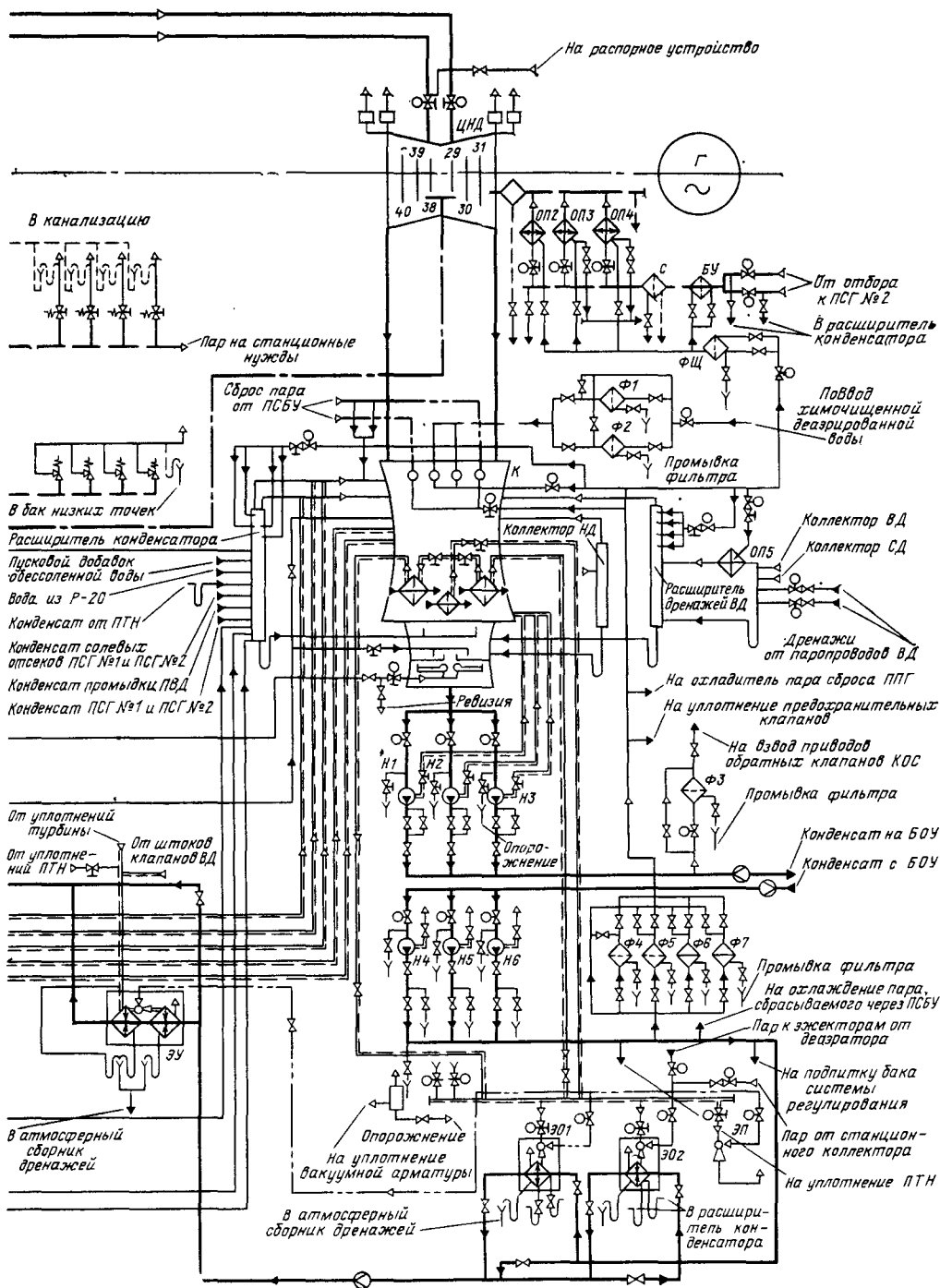


Рис. 4.12. Схема турбоустановки

БК1, БК2 — блоки клапанов ЦВД (левый и правый); БК3, БК4 — блоки клапанов ЦСД (левый и правый); КП1—КП4 — клапаны предохранительные; КУ1—КУ11 — клапаны регулирования уровня; Н6 — конденсатные насосы второй ступени (КЭН-II); Н7—Н10 — сливные насосы; ОП1—ОП5 — пускостановное быстродействующее устройство (быстродействующая редукционно-охладительная установка); Ф1—Ф7 — фильтры; ФЩ — фильтр шелевой; Э01, Э02 — основные эжекторы; ЭП — пусковой эжектор.



с турбиной Т-250/300-240-3:

правый); БУ — блок увлажнения; БОУ — блочная очистительная установка (на схеме нет); К — клапан; КО1—КО9 — клапаны обратные; Н1—Н3 — конденсатные насосы первой ступени (КЭН-1); Н4 — охладители пара; ППГ—ППХ — линии промпрегрева («горячие» и «холодные»); ПСБУ (БРОУ) — установка, на схеме нет); ПС — сальниковый подогреватель; ПТН — питательный турбонасос; тор; ЭУ — эжектор уплотнений

та турбины достаточно 25 т/ч пара. Такое количество должно проходить через БРОУ до толчка, следовательно, давление пара перед БРОУ в этот момент будет 1,0 МПа (как указано в гл. 7, температура 280 °С).

Как отмечалось, давление и скорость пара в трубах от БРОУ до коллекторов и в самих коллекторах при выбранной площади сопл зависит от количества и плотности пара, поступающего от БРОУ. Для ограничения скорости пара в трубах перед коллекторами установлены подпорные шайбы. Благодаря им максимальная скорость пара в трубах не превышает 110 м/с, а давление при имеющемся в этот момент расходе 700 т/ч (с учетом впрыска воды) составляет 1,2 МПа. При 30 %-ном расходе (380 т/ч) давление в трубах будет 0,6 МПа. Давления в коллекторах при указанных расходах соответственно 0,45 и 0,23 МПа.

Как и в других рассматриваемых турбинах, в верхней части конденсатора турбины Т-250-240 имеются два охладителя и два коллектора для ввода добавочной воды. На каждом охладителе установлено по пять групповых форсунок (по шесть форсунок в каждой группе), отверстия которых имеют $\varnothing 4$ мм и направлены вниз под углом 15°. На коллекторах установлено по четыре групповых форсунки с отверстиями 5 мм, направленными вниз под углом 45°.

Охладители, как и в турбинах Т-175-130 и ПТ-135-130, могут использоваться при длительной работе на холостом ходу во время испытания генератора. Через коллекторы в цикл вводится химически очищенная вода в количестве до 50 т/ч. Давление воды перед всеми форсунками должно быть 0,4—0,5 МПа.

В турбине Т-250-240 для работы на режиме с противодавлением имеются задвижки на ресиверах и охлаждающее устройство, использующее пар от верхнего отопительного отбора. Охлаждающее устройство состоит из блока увлажнителей БУ1; сепаратора С1; охладителей пара ОП1; ОП2; ОП3 и щелевого фильтра ФШ1.

Для исключения возможности повреждения труб поверхности охлаждения и попадания влаги на рабочие лопатки последних ступеней различные потоки пара и воды непосредственно в корпус конденсатора не вводятся, а собираются предварительно в расширители и коллекторы. В корпус конденсатора вводится только резервная линия рециркуляции $\varnothing 150$ мм, которая может включаться, если при работе с основной линией рециркуляции $\varnothing 200$ мм, заведенной в сборник конденсата двумя патрубками, во время пусков турбины конденсат не будет охлаждаться в необходимой степени и ухудшится работа насосов КЭН-1. Резервная линия заканчивается двумя раструбами, расположенными под каждым основным пучком.

Один из расширителей, называемый расширителем конденсатора, имеет $\varnothing 1400$ мм и соединяется с корпусом конденсатора двумя трубами $\varnothing 800$ мм, по которым из расширителя уходит образующийся выпар.

Для улучшения испарения расширитель расположен горизонтально, что увеличило зеркало поверхности воды. Вода из расширителя направляется в сборник конденсата трубой $\varnothing 400$ мм, раздваивающейся затем на две трубы $\varnothing 300$ мм; труба $\varnothing 400$ мм имеет гидрозатвор высотой 7 м, исключающий попадание горячей воды без выпаривания в сборник даже при некотором повышении давления в расширителе.

В расширитель сбрасывается пар из горячих линий промпрегрева; вводится по трубам $\varnothing 200$ мм пусковой добавок обессоленной воды, конденсат солевых отсеков сетевых подогревателей и через гидрозатвор высотой 14 м конденсат от уплотнений питательных насосов; вводится вода из растопочного расширителя котла по трубе $\varnothing 300$ мм; подается вода промывки подогревателей высокого давления по трубе $\varnothing 150$ мм, имеющей ограничительную шайбу; вводится конденсат сетевых подогревателей, если не может быть подан в линию основного конденсата. В каждой трубе $\varnothing 800$ мм расположено по две форсунки. На линии подачи воды к форсункам установлен вентиль с электроприводом, который автоматически включает подачу воды, если температура выпара в трубах $\varnothing 800$ мм начинает превышать 100 °С.

Имеется второй расширитель, называемый расширителем дренажей высокого давления, его диаметр равен 700 мм и таким же диаметром подсоединяется к корпусу конденсатора. Вода из расширителя отводится в сборник конденсата трубой $\varnothing 150$ мм, на которой выполнен гидрозатвор высотой 14 м. К этому расширителю подключен как бы предвключенный расширитель, имеющий $\varnothing 450$ мм. На линии слива воды $\varnothing 150$ мм он имеет гидрозатвор высотой 2,75 м. Выпар из предвключенного расширителя уходит по трубе $\varnothing 450$ мм, на которой установлен охладитель с расходом воды 25 т/ч. Подача воды к охладителю включается автоматически электровентилем при увеличении температуры выше 200 °С. К предвключенному расширителю подсоединены коллектор дренажей высокого давления $\varnothing 150$ мм, коллектор дренажей среднего давления $\varnothing 350$ мм, две линии $\varnothing 100$ мм дренажей паропроводов высокого давления.

Для возможности срыва вакуума в аварийных ситуациях (осевой сдвиг, потеря смазки, пожар) установлены две задвижки $\varnothing 200$ мм с электроприводами, управляемыми со щита.

Конденсат из корпуса конденсатора стекает в сборник конденсата через большое количество дырочек, расположенных

по периметру квадратных отверстий, огражденных бортиками. Через отверстия проходит пар, образующийся при выпаре воды, поступающей в сборник из различных потоков, имеющих температуру, несколько превышающую температуру насыщения в нем. Пар, пересекая струи конденсата, обеспечивает его дегазацию (струйная дегазация). Предусмотрена также возможность улучшения деаэрации за счет барботажа конденсата паром из отбора на ПНД № 5. Уровень конденсата в сборнике поддерживается автоматически электронным регулятором. Для откачки конденсата установлены три конденсатных насоса первой ступени (КЭН-I), каждый из которых имеет производительность 500 т/ч при напоре 85 м. Насосы КЭН-I по трубе $\varnothing 500$ мм подают конденсат в блочную обессоливающую установку (БОУ) и далее трубой такого же диаметра на всас насосов второй ступени (КЭН-II).

Напор насосов КЭН-I выбран из условия, что при максимальном расходе конденсата через БОУ насосы преодолевают сопротивление БОУ и обеспечивают некоторый подпор во всасывающем патрубке насосов КЭН-II. Одновременно максимальный напор насосов КЭН-I на закрытую задвижку не должен превышать одновременно допустимое для БОУ давление 1,13 МПа. Для этого необходимо колеса насосов КЭН-I подрезать до $\varnothing 456$ мм. Без подрезки колес насос будет создавать максимальный напор 1,22 МПа, и тогда на линии до БОУ необходимо устанавливать специальные предохранительные устройства. Производительность насосов КЭН-II также равна 500 т/ч, напор — 150 м. В зависимости от режима работы турбоустановки в работе находятся один или два насоса КЭН-I и КЭН-II, один из насосов каждой ступени является резервным.

Перед БОУ устанавливаются охладители основного конденсата. Такая необходимость появляется, если реагенты, используемые в БОУ, имеют ограничения по допустимой температуре, например 40—45 °С. В этом случае при пусковых режимах, пока в конденсаторе поддерживается несколько повышенное давление, а также при работе с большой нагрузкой в конденсационном режиме в летний период, когда температура циркуляционной воды после градирни высока и давление в конденсаторе достигает 11,8 кПа, температура основного конденсата будет превышать указанные значения и потребуются его охлаждение перед подачей в БОУ.

До БОУ из линии основного конденсата имеется отвод $\varnothing 50$ мм, по которому вода через фильтры подается на взвод обратных клапанов КОС. За насосами КЭН-II конденсат идет по трубе $\varnothing 400$ мм. Из этого трубопровода выполнен ряд отводов: на уплотнение вакуумной арматуры трубой $\varnothing 32$ мм, на подпитку бака системы регулирования трубой $\varnothing 50$ мм, на уп-

лотнение питательных насосов трубой $\varnothing 125$ мм, на охлаждение пара, сбрасываемого через БРОУ, трубой $\varnothing 100$ мм, на четыре водяных фильтра трубой $\varnothing 200$ мм.

После фильтров конденсат поступает к уплотнениям предохранительных клапанов на отопительных отборах трубой $\varnothing 65$ мм, к охладителю пара, сбрасываемого из горячих ниток промежуточного перегрева, к форсункам расширителей дренажей и охладителю пара дренажей высокого давления трубами $\varnothing 50$ мм, а также к форсункам коллекторов приема пара от БРОУ и охладителей. После всех отводов трубопровод имеет $\varnothing 300$ мм, такой диаметр линии основного конденсата сохраняется до ПВД № 5, после которого увеличивается до 350 мм.

Конденсат от насосов КЭН-II поступает в холодильники двух основных эжекторов. Кроме них, в воздухоудаляющее устройство конденсатора входит один пусковой эжектор. Нормально в работе должен находиться один из двух основных эжекторов. Основные эжекторы трехступенчатые, с тремя охладителями паровоздушной смеси, поверхность теплообмена которых образована прямыми трубами $\varnothing 16 \times 0,8$ мм, развальцованными с обеих сторон в трубных досках. Ранее применявшаяся конструкция основных эжекторов имела U-образные трубы, что не позволяло выполнять их из нержавеющей стали, так как стальные трубы не обеспечивают необходимого качества гибов относительно небольшого радиуса. Новая конструкция, имеющая ряд преимуществ, устранила это препятствие, и трубы в ней выполнены из нержавеющей стали 12Х18Н10Т, что позволило исключить из тракта основного конденсата трубы из латуны, неблагоприятно влияющие на качество конденсата.

Охладители эжекторов по водяной стороне рассчитаны на работу при полном давлении конденсатных насосов, причем они могут выдерживать давление 3 МПа, которое создается насосами КЭН-I и КЭН-II, когда они из-за неправильных действий персонала окажутся работающими на закрытую задвижку и их напоры суммируются. Расход основного конденсата через эжекторы должен быть не менее 70 и не более 220 т/ч, при этом их гидравлическое сопротивление составляет соответственно 0,7 и 5,8 м.

Поскольку максимальное количество основного конденсата, поступающего в систему регенерации, составляет примерно 740 т/ч, он пропускается через оба основных эжектора параллельно и, кроме того, имеется обвод эжекторов трубой $\varnothing 200$ мм. На обводе установлена ограничительная шайба, выбранная из условия пропуска 300 т/ч воды при максимальном ее расходе через эжекторы. Перед шайбой установлена задвижка, которая может быть использована для корректировки расхода через обвод. Кроме обвода $\varnothing 200$ мм, имеет-

ся ремонтный обвод $\varnothing 100$ мм, включаемый при ремонте одного из эжекторов. Конденсат из охладителей первой и второй ступеней эжекторов сливается через 14-метровые гидрозатворы в расширитель конденсатора, а из третьей ступени — через гидрозатвор высотой 0,4 м в атмосферный расширитель. Параметры рабочего пара и его расход у эжекторов такие же, как у эжекторов других турбин.

После основных эжекторов основной конденсат проходит расположенные последовательно два охладителя эжектора уплотнений. Трубы охладителей выполнены прямыми из нержавеющей стали $\varnothing 19 \times 0,8$ мм и с обоих концов развальцованы в трубных досках. По водяной стороне охладители рассчитаны на полное давление конденсатных насосов, расход конденсата через охладители должен быть не менее 140 и не более 500 т/ч, их гидравлическое сопротивление при этом соответственно 0,74 и 7,9 м. Вокруг эжектора уплотнений выполнен обвод, труба которого является ограничителем расхода и пропускает 240 т/ч при максимальном расходе основного конденсата 740 т/ч. Имеющаяся на обводе задвижка может быть использована для корректировки расхода через обвод.

Конденсат, образующийся в охладителях, сливается через гидрозатворы высотой 2 м в открытые воронки и далее в атмосферный сборник дренажей. Эжектор уплотнений рассчитан на работу насыщенным или перегретым не более чем на 50 °С паром, имеющим давление 0,49 МПа, расход пара на эжектор 1940 кг/ч.

После эжектора уплотнений основной конденсат проходит пять ПНД, деаэратор и три ПВД. На чисто конденсационных режимах ПНД № 1 выполняет функции сальникового подогревателя, который имелся ранее в схеме. Чтобы во время пусков турбины обеспечить достаточный расход основного конденсата (примерно 200 т/ч), необходимый для работы ПНД № 1 в качестве сальникового подогревателя, он включен в контур рециркуляции. Максимальный расход в этом контуре определен с учетом постоянно действующих обводов у основных эжекторов и эжектора уплотнений и равен 250 т/ч.

При пусках блока через ПНД № 1 и другие аппараты в основном проходит достаточное для их нормальной работы количество конденсата, так как в конденсатор через расширители, пароприемное устройство, устройство для ввода добавочной воды всегда поступает достаточное количество конденсата и пара. Однако имеются случаи, например при перепятке деаэратора, вызывающей необходимость вывода из цикла до ПНД № 1 излишнего количества конденсата, образовавшегося из пара постороннего источника; во время отмычки котла при необходимости поддержания вакуума в конденсаторе после ава-

рийного отключения блока, когда необходимо включение контура рециркуляции. При работе турбины на режимах с отопительными отборами пара расход основного конденсата через ПНД № 1 может стать меньше 250 т/ч, поэтому, чтобы не терять теплоты, которая при работе контура рециркуляции будет уноситься из ПНД № 1 в конденсатор, включается сальниковый подогреватель, работающий на сетевой воде. Естественно, если конденсат греющего пара ПСГ сбрасывается в конденсатор, такое переключение можно не производить. В этом случае количество основного конденсата, протекающего через ПНД № 1, остается значительным и выполнение им функции сальникового подогревателя может быть сохранено.

ПНД № 1 имеет, как и все другие ПНД, линию обвода основного конденсата $\varnothing 250$ мм. На входе и выходе основного конденсата в ПНД, а также на обводе установлены задвижки, позволяющие отключить его по воде, когда он не работает в качестве сальникового подогревателя. Греющий пар подводится трубой $\varnothing 1000$ мм, причем пар отбора от турбины поступает по трубе $\varnothing 800$ мм, на которой установлена задвижка. После задвижки к трубопроводу подсоединяется труба $\varnothing 600$ мм, по которой к ПНД № 1 подается пар от уплотнений турбины и турбопривода питательного насоса. Конденсат греющего пара отводится из ПНД № 1 по трубе $\varnothing 200$ мм в расширитель конденсатора через гидрозатвор высотой 14 м. Для заливки гидрозатвора к нему может подаваться вода, по трубе $\varnothing 30$ мм и имеется перемычка $\varnothing 80$ мм между обеими ветвями гидрозатвора. На линии подачи пара к ПНД № 1 обратный клапан не установлен, так как из-за отсутствия объема конденсата в корпусе подогревателя количество выпара, образующегося в нем при сбросе нагрузки с турбины, незначительно и не влияет на повышенные частоты вращения ротора. Отсос воздуха из ПНД № 1 производится в конденсатор.

После ПНД № 1 на линии основного конденсата установлен клапан основного конденсата и рециркуляции с необходимыми обводами и ремонтной арматурой. За клапаном имеется линия промывки, а затем — расходомерная шайба, измеряющая расход основного конденсата, идущего в систему регенерации.

Далее конденсат направляется к охладителям конденсата греющего пара сетевых подогревателей. Эти охладители устанавливаются в тех случаях, если по каким-либо причинам не задействованы приборы постоянного контроля за качеством конденсата. Когда такие приборы работают, то конденсат греющего пара сетевого подогревателя постоянно заканчивается в линию основного конденсата и только в случае ухудшения качества конденсата подогревателя он временно сбрасывается

в конденсатор для дальнейшей очистки в БОУ, при этом переключение потоков конденсата происходит автоматически по импульсу от приборов.

Если приборы контроля отсутствуют и он производится периодически взятием проб, то конденсат от подогревателя сливается в конденсатор постоянно, так как прямоточные котлы не допускают даже кратковременного ухудшения качества питательной воды, которое может произойти в период между взятием проб.

Охладители конденсата сетевых подогревателей позволяют сохранить в цикле основную часть теплоты, содержащейся в этом конденсате, передавая ее основному конденсату. Однако часть теплоты уносится в конденсатор и теряется, что определяется разностью между температурой конденсата сетевых подогревателей на выходе из охладителей и температурой насыщения пара в конденсаторе.

Из сказанного следует, что закачка конденсата сетевых подогревателей в линию основного конденсата, возможная при наличии соответствующих приборов, позволяет экономить существенное количество теплоты и исключить из схемы охладители конденсата сетевых подогревателей.

Линии подвода пара к ПНД № 2, 3 и 4 имеют $\varnothing 500$ мм, а к ПНД № 5 идет труба $\varnothing 350$ мм. На всех паровых линиях имеются обратные клапаны и задвижки с электроприводом. Из ПНД № 2 конденсат откачивается сливным насосом производительностью $50 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напором 55 м в ПНД № 3, а из ПНД № 3 другим сливным насосом производительностью $80 \text{ м}^3/\text{ч}$ и с напором 155 м — в линию основного конденсата перед ПНД № 4. Из ПНД № 5 конденсат греющего пара сливается каскадно в ПНД № 4, из которого совместно с конденсатом греющего пара этого подогревателя откачивается сливным насосом в линию основного конденсата перед ПНД № 5. У ПНД № 4 установлены два таких же сливных насоса, как и у ПНД № 3, один из насосов является резервным. Из всех четырех ПНД имеются сливы в расширитель конденсатора трубой $\varnothing 150$ мм. Эти линии используются в качестве резервных, пусковых, а также при ремонтах. На сливах из ПНД № 2, 3 и 4 установлены свои регулирующие клапаны, у ПНД № 5, не имеющего сливного насоса, дополнительного регулирующего клапана нет, имеющийся клапан арматурой переключается на ту или другую линию. Линии в расширитель от ПНД № 3, 4 и 5 объединяются в одну общую линию $\varnothing 200$ мм. Конденсат ПСГ № 1 может закачиваться в линию основного конденсата перед ПНД № 3 по трубе $\varnothing 300$ мм, конденсат сетевого подогревателя № 2 — перед ПНД № 4 по трубе $\varnothing 250$ мм.

Пар к ПВД № 6, 7 и 8 подается трубами $\varnothing 250$, 200 и 125 мм соответственно. На всех линиях подачи пара к ПВД уста-

новлены задвижки с электроприводом, на линиях к ПВД № 6 и 8 имеются обратные клапаны. На линии к ПВД № 7 обратного клапана нет, так как он питается паром из холодной нитки промперегрева, после которого имеются стопорные и регулирующие клапаны, закрывающиеся при сбросе нагрузки с турбины, и не пропускающие в проточную часть пар, образующийся при вскипании воды в ПВД № 7. При этом учитывается также, что влага, захватываемая обратным потоком пара из ПВД № 7 при частичных сбросах нагрузки, на лопаточный аппарат турбины попасть не может, так как трубопровод к ПВД № 7 идет из холодной нитки промперегрева и, следовательно, обратный поток пара до входа в ЦВД проходит весь тракт промперегрева, после которого он становится полностью сухим.

К линии на ПВД № 6 подведена труба $\varnothing 250$ мм, по которой к этому ПВД может быть подан пар от станционной магистрали для подогрева питательной воды, если это потребуется при промывках котла. Конденсат греющего пара при больших нагрузках на всех трех ПВД сливается каскадно в деаэратор 0,69 МПа. Если давление в ПВД № 6 снижается, то конденсат из всех ПВД сливается в расширитель конденсатора. Переключение на линии слива происходит автоматически; давление, при котором осуществляется переключение, зависит от возможности деаэрата и питаемых от него элементов (эжекторы, коллектор уплотнений) работать на скользком давлении.

На корпусах ПВД № 6 и 7 установлены предохранительные клапаны, так как они рассчитаны на более низкое давление, чем то, которое возможно в ПВД № 8. Питательная вода, как и у других турбин, подается к ПВД последовательно, без отключающей арматуры между ними, с обычным общим защитным устройством и общим обводом.

Турбопривод питательного насоса (ПТН) питается паром из отбора за 14-й ступенью, пар на номинальном режиме имеет давление 2,5 МПа и температуру 488 °С. На этом режиме турбопривод потребляет 155 т/ч пара и его внутренняя мощность 12,2 МВт. После турбопривода пар поступает за 22-ю ступень (за ЦДС-1). Диаметр подводящей трубы к турбоприводу равен 450 мм, диаметр трубы на выходе — 700 мм, из этой трубы забирается пар на ПНД № 5. На подводящей трубе установлены задвижка и обратный клапан, препятствующий обратному потоку пара, аккумулярованному в протяженном трубопроводе; на выходной — задвижка, имеющая байпас $\varnothing 80$ мм, с вентилем. Байпас может быть использован для прогрева турбопривода «с хвоста», что позволяет применять для прогрева пар более низкой температуры.

ПСГ № 1 и 2 имеют номинальную теплопроизводительность 733 Дж/ч, причем ПСГ № 1 может обеспечивать теплопроизводительность 1465 ГДж/ч, что соответствует максимальной тепловой нагрузке турбины. Греющий пар для ПСГ № 1 подается четырьмя трубами $\varnothing 1300$ мм. На двух трубах имеются отводы $\varnothing 1000$ мм, объединяющиеся затем в одну трубу $\varnothing 1400$ мм, по которой пар может подаваться на станционные нужды. На этой трубе установлены четыре предохранительных клапана $\varnothing 800/1000$. Пар к ПСГ № 2 поступает по четырем трубам $\varnothing 1000$ мм. Из одной из труб забирается пар на охлаждающее устройство ЦНД, из другой имеется отвод $\varnothing 1000$ мм для подачи пара на станционные нужды.

Для откачки конденсата греющего пара из сборника конденсата ПСГ № 1 установлены три конденсатных насоса производительностью 320 м³/ч с напором 160 м. Два таких же насоса установлены у ПСГ № 2. Один из насосов в каждой группе является резервным.

Конденсат солевых отсеков ПСГ № 2, когда он хорошего качества, поступает по перепускной трубе в основную часть корпуса ПСГ и вместе с остальным конденсатом греющего пара сливается в сборник конденсата. Если качество конденсата в солевых отсеках ухудшается, то закрывается задвижка на перепускной трубе и открывается задвижка на линии слива конденсата через гидрозатвор высотой 14 м в солевые отсеки ПСГ № 1. В этом случае слив конденсата из солевых отсеков в корпус ПСГ № 1 также прекращается и он направляется через гидрозатвор высотой 30 м в расширитель конденсатора для очистки в БОУ. (Гидрозатвор меньшей высоты может «пробить» при срабатывании предохранительных клапанов на отборе). Слив конденсата из солевых отсеков ПСГ № 1 в конденсатор производится и в случае ухудшения качества конденсата только в ПСГ № 1.

Через рассмотренные гидрозатворы из сборников конденсата ПСГ по специальным трубам сливается конденсат при включении подогревателя до пуска конденсатных насосов. Стояночный конденсат отводится через эти же гидрозатворы, но по трубам меньшего диаметра.

Отвод воздуха из корпусов сетевых подогревателей выполнен, как и у турбин Т-100-130. Отсос воздуха из сборников конденсата может производиться либо в корпус своего сетевого подогревателя, либо в конденсатор (из сборника ПСГ № 1) и в трубу подачи пара к ПСГ № 1 (из сборника ПСГ № 2). Второй вариант несколько менее экономичен и применяется, когда в конденсате увеличивается содержание кислорода и его необходимо уменьшить за счет струйной дегазации. Для образования струй в сборниках установлены специальные решетки, а благодаря отсосу воздуха

в сборниках устанавливается более низкое давление, чем в корпусах подогревателя, что вызывает вскипание некоторой части конденсата, образующийся при этом пар пересекает струи, улучшая дегазацию конденсата.

Ранее в сборниках конденсата имелись барботажные устройства, к которым подводился пар из линии подачи пара к ПНД № 5. Несконденсировавшийся после барботажа пар из сборника конденсата ПСГ № 2 отводился вместе с воздухом в трубу подачи пара к ПСГ № 1. Из сборника конденсата ПСГ № 1 оставшийся пар отводился в охладитель выпара. Для исключения недопустимого повышения давления в ПСГ № 2 при закрытых задвижках подвода к нему греющего пара и неплотных задвижках на линии подачи пара на барботаже у ПСГ № 2 устанавливались предохранительные клапаны. В настоящее время, учитывая положительный опыт эксплуатации без барботажа, барботажные устройства, линии подвода барботажного пара, охладитель выпара и предохранительные клапаны из установок изъяли.

Устанавливавшийся у ПСГ № 1 сборник конденсата с барботажным устройством имел специальный отсек, отделенный от остальной части порогом. Конденсат из солевых отсеков ПСГ № 1 сливался в этот отсек сборника конденсата и при хорошем качестве переливался через порог. Когда качество конденсата становилось плохим, он откачивался специальным насосом в расширитель конденсатора. Ранее в установке имелась также линия свободного слива засоленного конденсата под действием разности давлений между ПСГ № 1 и конденсатором. Однако на большинстве режимов перепад давлений недостаточен для слива, и эта линия была изъята.

Обратная сетевая вода в оба подогревателя подается одним из двух сетевых насосов первого подъема по трубе $\varnothing 1200$ мм (другой сетевой насос — резервный). До входа в ПСГ № 1 часть сетевой воды по трубе $\varnothing 300$ мм в количестве 600—650 т/ч направляется в сальниковый подогреватель ПС-250-8/0,5, имеющий поверхность теплообмена 250 м². После сальникового подогревателя сетевая вода снова поступает на всас насоса первого подъема. На линии подачи сетевой воды к сальниковому подогревателю установлена расходомерная шайба, а за сальниковым подогревателем имеется регулирующий клапан. За ПСГ № 2 установлены три сетевых насоса второго подъема, подающих сетевую воду либо непосредственно в магистраль «прямой» воды, либо предварительно в пиковый котел (или бойлер). Вокруг подогревателя имеется обвод $\varnothing 1000$ мм, соединенный перемычкой такого же диаметра с основной линией сетевой воды между обоими подогревателями. Задвижки, установленные на трубопроводах сетевой воды, обеспечивают возможность отключения по

воде либо обоих сетевых подогревателей, либо только ПСГ № 2. У задвижек на обводе и перемычке имеются байпасы $\varnothing$ 500 мм, позволяющие регулировать более плавно расход сетевой воды через ПСГ при пусках, а также при необходимости обвода некоторого количества сетевой воды помимо подогревателя аналогично рассмотренному у турбины Т-110/120-130-5.

Как отмечалось, дренажи из различных элементов турбоустановки, которые нельзя направить каскадно в элементы с более низким давлением, направляются в конденсатор через несколько расширителей и коллекторов. В коллектор высокого давления выведены продувки до и после ГПЗ, дренажи соединительной трубы между блоками клапанов ВД, дренажи перепускных труб от блоков клапанов к ЦВД, дренажи внутреннего корпуса ЦВД.

Со стороны стопорных клапанов паровые коробки блоков клапанов имеют дренажи $\varnothing$ 20 мм, заведенные в соединительную трубу, а соединительная труба дренируется двумя трубами $\varnothing$ 40 мм, подсоединенными вблизи коробки, причем каждая труба идет до коллектора ВД раздельно. Дренажи перепускных труб от первого, второго, третьего и четвертого регулирующих клапанов имеют $\varnothing$ 20 мм, они предварительно собраны в два малых коллектора. Дренаж из коллекторов сначала идет раздельно трубами $\varnothing$ 40 мм, затем обе трубы объединяются в одну трубу $\varnothing$ 40 мм, на которой установлен общий вентиль с электроприводом. Четыре перепускные трубы от пятого и шестого клапанов имеют дренажи $\varnothing$ 20 мм, они объединяются попарно в трубы также $\varnothing$ 20 мм, а затем дренажи от труб правого и левого блоков объединяются вместе. Дренажи перепускных труб от пятого и шестого клапанов соединены с малыми коллекторами дренажей перепускных труб трубам $\varnothing$ 20 мм, имеющими ограничительные шайбы. Эти трубки обеспечивают постоянный прогрев перепускных труб от пятого и шестого клапана, даже когда эти клапаны закрыты, а также исключают скопление влаги в малых коллекторах во время работы турбины. Дренажи наружного корпуса ЦВД в районе паровпуска имеют после объединения $\varnothing$ 50 мм.

На общей линии установлены последовательно два вентиля, вокруг которых выполнен байпас $\varnothing$ 20 с шайбой $\varnothing$ 2 мм, создающий постоянно действующий дренаж малого сечения. Дренаж заведен в трубу

отбора пара на ПВД № 8. Дренажи паровых коробок стопорных клапанов СД направлены в коллектор дренажей ВД, а дренажи паровых коробок регулирующих клапанов СД и паровпуска ЦСД после объединения идут в трубопровод отбора пара к ПТН. На этой линии также имеется байпас с шайбой $\varnothing$ 2 мм. Дренажи труб промпрегрева, труб отбора пара на ПВД № 6, на деаэратор и ПТН, а также установленной на них арматуры собраны в коллектор среднего давления. Дренажи трубопроводов на ПНД собраны в коллектор низкого давления. Дренажи четырех труб отбора пара к ПСГ № 2 при пусках направляются в коллектор дренажей низкого давления, а во время работы турбины они переключаются на ПСГ № 2 и действуют постоянно. Также постоянными являются дренажи трубопроводов подвода пара к ПСГ № 1, заведенные в ПСГ № 1.

Система концевых уплотнений турбины имеет некоторые отличия от систем других турбин ПО ТМЗ. Учитывая большую длину турбины, в системе установили два коллектора подачи пара от деаэратора, каждый из которых имеет свой регулирующий клапан с необходимой аппаратурой.

Наличие двух коллекторов позволяет иметь в каждом коллекторе требуемое для лучшей работы уплотнений давление. На время пуска блока предусмотрена подача пара в коллекторы не только от деаэратора, но и от постороннего источника. Обычно таким источником является коллектор собственных нужд блока, в котором давление пара 1,27 МПа, а температура 250 °С. Использование пара с более низкой температурой недопустимо при пусках из горячего состояния, когда ротор СД в районе переднего уплотнения имеет высокую температуру.

Предусмотрена также возможность подмешивания горячего пара от штоков клапанов в оба коллектора, в предпоследние камеры заднего уплотнения ЦВД и переднего уплотнителя ЦСД. Между коллекторами имеется соединительная линия $\varnothing$ 200 мм с задвижкой.

Эта линия может быть использована по мере необходимости. Например, в настоящее время рассматривается возможность работы системы по принципу самоуплотнения, при котором уменьшается количество подводимого пара к коллекторам. При такой схеме задвижка на соединительной линии должна быть открыта.

КОНСТРУКЦИЯ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

5.1. Цилиндры

Теплофикационные турбины большой мощности, за исключением турбин с высоким противодавлением, имеют несколько цилиндров. Число цилиндров и их конструкция определяются рядом факторов [30], среди которых в первую очередь можно выделить следующие: параметры и расход свежего пара, количество регулируемых отборов и параметры пара в них, допустимые габариты роторов с точки зрения надежности и технологической возможности их изготовления.

Нагрузка от турбины на ее фундамент передается через рамы, прочно закрепленные в фундаменте. Цилиндры опираются на рамы непосредственно или через корпуса подшипников и соседние цилиндры, на которые они опираются лапами. Лапы выполняют заодно с фланцами нижних половин цилиндров.

Соосность цилиндров и подшипников при температурных перемещениях сохраняется системой шпонок, состоящей из поперечных, вертикальных и продольных шпонок (рис. 5.1). Поперечные шпонки расположены под лапами цилиндров, они соединяют цилиндры и корпуса подшипников между собой, обеспечивая их продольное перемещение по фундаментным рамам, не препятствуя тепловому расширению цилиндров в стороны от оси турбин. Вертикальные шпонки расположены между цилиндрами и корпусами подшипников или между двумя соседними цилиндрами. Продольные шпонки расположены под опорными поверхностями цилиндров и корпусов подшипников по оси турбины. Вертикальные и продольные шпонки обеспечивают соосность цилиндров и корпусов подшипников в горизонтальной плоскости.

Кроме упомянутых, имеются две поперечные шпонки, расположенные

справа и слева от оси турбины. Пересечение оси этих поперечных шпонок с осью продольных шпонок на фундаментных рамах образует фикс-пункт турбины. Поперечные шпонки фикс-пункта и под лапами цилиндров воспринимают продольные силы трения, возникающие между статором и фундаментными рамами при температурных расширениях турбины. Аналогичные поперечные силы трения воспринимаются продольными и вертикальными шпонками.

На всех турбинах, выпускаемых в настоящее время ПО ТМЗ, за исключением турбины Р-100-130, поперечные шпонки фикс-пункта расположены на боковых фундаментных рамах ЦНД, поэтому часть ЦНД, расположенная за фикс-пунктом, расширяется в сторону генератора. Для обеспечения возможности такого перемещения соединительный узел между турбиной и генератором имеет подвижный элемент, рассчитанный на смещение торцов выхлопной части турбины относительно генератора до 5—6 мм.

В турбинах Т-100-130 и Р-100-130 суммарный зазор между шпонками и боковыми стенками пазов в подвижных частях у продольных шпонок равен 0,05—0,06 мм, а у поперечных и вертикальных — 0,04—0,06 мм. Учитывая накопленный опыт эксплуатации, для исключения заклинивания подвижных элементов, что может приводить к закручиванию ригелей фундамента и способствовать появлению вибрации, зазоры в шпоночных соединениях в крупных турбинах несколько увеличили.

В настоящее время в турбине Т-250-240 зазоры у продольных шпонок 0,10—0,15 мм, у поперечных шпонок под лапами цилиндров — 0,12—0,18 мм, у вертикальных шпонок и поперечных шпонок, образующих фикс-пункт, — 0,08—0,10 мм.

В турбинах Т-175-130 и ПТ-135-130 зазоры в продольных шпонках 0,08—0,12 мм; у поперечных шпонок под

лапами цилиндров 0,12—0,15 мм; у вертикальных шпонок — 0,06—0,10 мм и поперечных шпонок, образующих фикс-пункт, — 0,08—0,10 мм.

Конструкция цилиндра высокого давления турбины Т-100-130, как и у всех турбин мощностью 40–100 МВт, определилась в основном, кроме отмеченных выше общих решений, принятым давлением пара на выходе из цилиндра 3,33 МПа на номинальном режиме и применением в этих турбинах двухвенечных регулирующих колес. Оба эти фактора дали возможность выполнить ЦВД с небольшим числом ступеней, безобоймовым, без камер и патрубков для отборов пара в систему регенерации, и в конечном счете, с относительно малыми размерами. Уменьшению толщины фланцев горизонтального разъема способствовало также выполнение стенки цилиндра у разъема в районе камеры регулирующего колеса нецилиндрической формы, позволившей приблизить шпильки к оси цилиндра. Ввиду небольших габаритов цилиндра и ротора ВД масса отливки цилиндра, выполняемой из легированной жаропрочной стали 15Х1М1ФЛ, и поковки ротора невелики. Малые размеры цилиндра и ротора ВД существенно облегчают их прогрев при пусках турбины, улучшают маневренность при переходах на различные режимы, повышают надежность работы турбины.

Пар в ЦВД проходит в сторону переднего подшипника и подводится через четыре размещенных на цилиндре регулирующих клапана (по два на верхней и нижней половинах) и далее через сопловые коробки (аналогично рис. 5.2). Отвод пара из цилиндра производится через два патрубка в нижней половине.

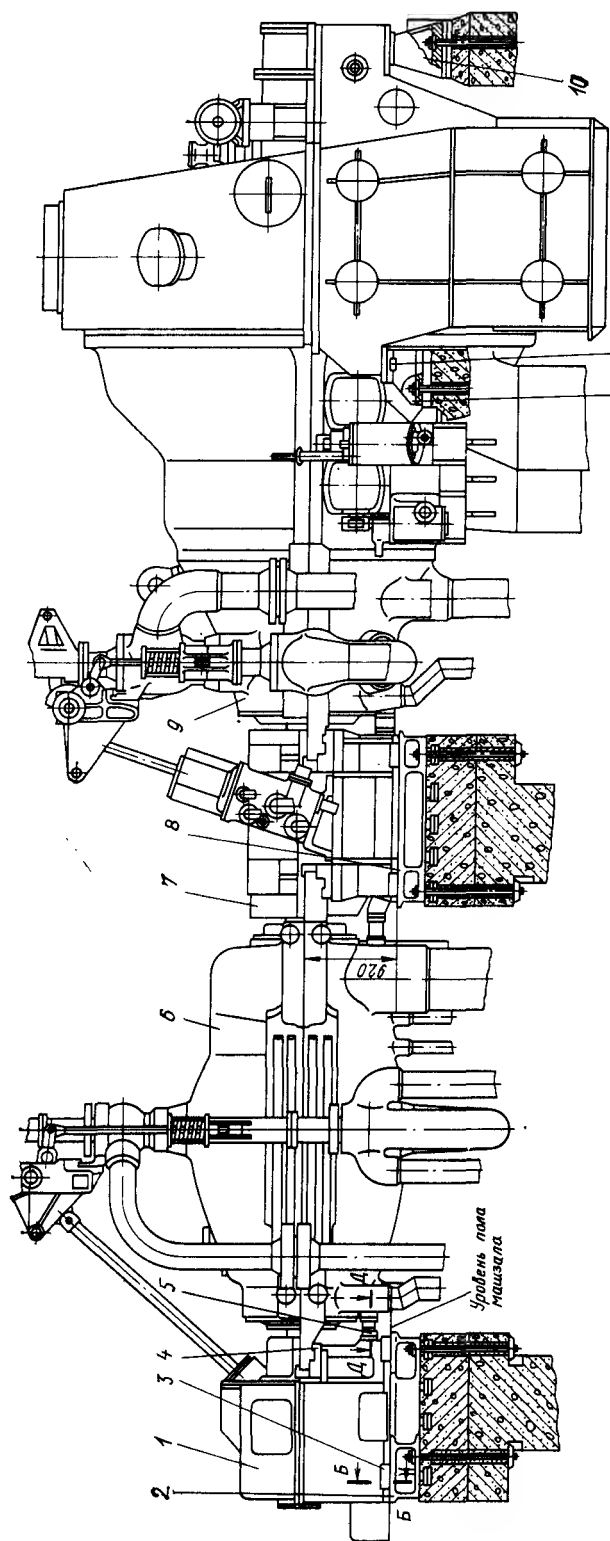
Поперечные шпонки под опорными лапами имеют водяное охлаждение, что при разогреве цилиндра уменьшает его смещение в вертикальной плоскости, уменьшая, таким образом, вертикальную расцентровку относительно корпусов подшипников и роторов.

Шпильки горизонтального разъема ЦВД, расположенные в зоне высоких температур, как и во всех ЦВД (а также ЦСД-I турбины Т-250-240) других турбин, выпускаемых ПО ТМЗ в настоящее время, изготавливаются из стали 20Х1М1Ф1ТР (ЭП-182).

ЦСД турбины Т-100-130 состоит из двух частей: литой паровпускной и сварно-литой выхлопной, соединенных между собой вертикальными фланцами. Относительно низкие температуры пара в ЦСД позволили выполнить его корпус из углеродистой стали.

Направляющие лопатки первой ступени, сваренные в полукольца, заводятся непосредственно в паз на цилиндре. Для подвода пара к лопаткам в отливке цилиндра выполнена кольцевая камера. В камеру пар поступает через патрубки, имеющиеся в каждой половине цилиндра. Четыре камеры для отборов пара на регенерацию и две камеры отопительных отборов пара образуются за счет установки в цилиндре пяти обойм. Патрубки для отборов пара выполнены только в нижней половине, а перепускные трубы от ЦСД к ЦНД присоединяются к фланцам на верхней половине выхлопной части ЦСД. Выделение в турбине Т-100-130 части низкого давления в отдельный цилиндр облегчило обеспечение необходимой жесткости ЦСД, имеющего большие патрубки отопительных отборов. ЦНД турбины Т-100-130 состоит из трех частей: средней и двух выхлопных. Перепускные трубы, подводящие пар к цилиндру, крепятся к его средней части. В выхлопных частях обоих потоков пара устанавливается по одной обойме.

Каждая выхлопная часть имеет заднюю и две боковые опоры. Для уменьшения расцентровки турбины во время работы на режимах с ухудшенным вакуумом, когда выхлопные части ЦНД разогреваются до температуры 120 °С, опоры ЦНД подняты ближе к горизонтальному разъему. Поперечные шпонки, образующие фикс-пункт турбины, установлены на боковых рамах выхлопной части, расположенной со стороны ЦСД.



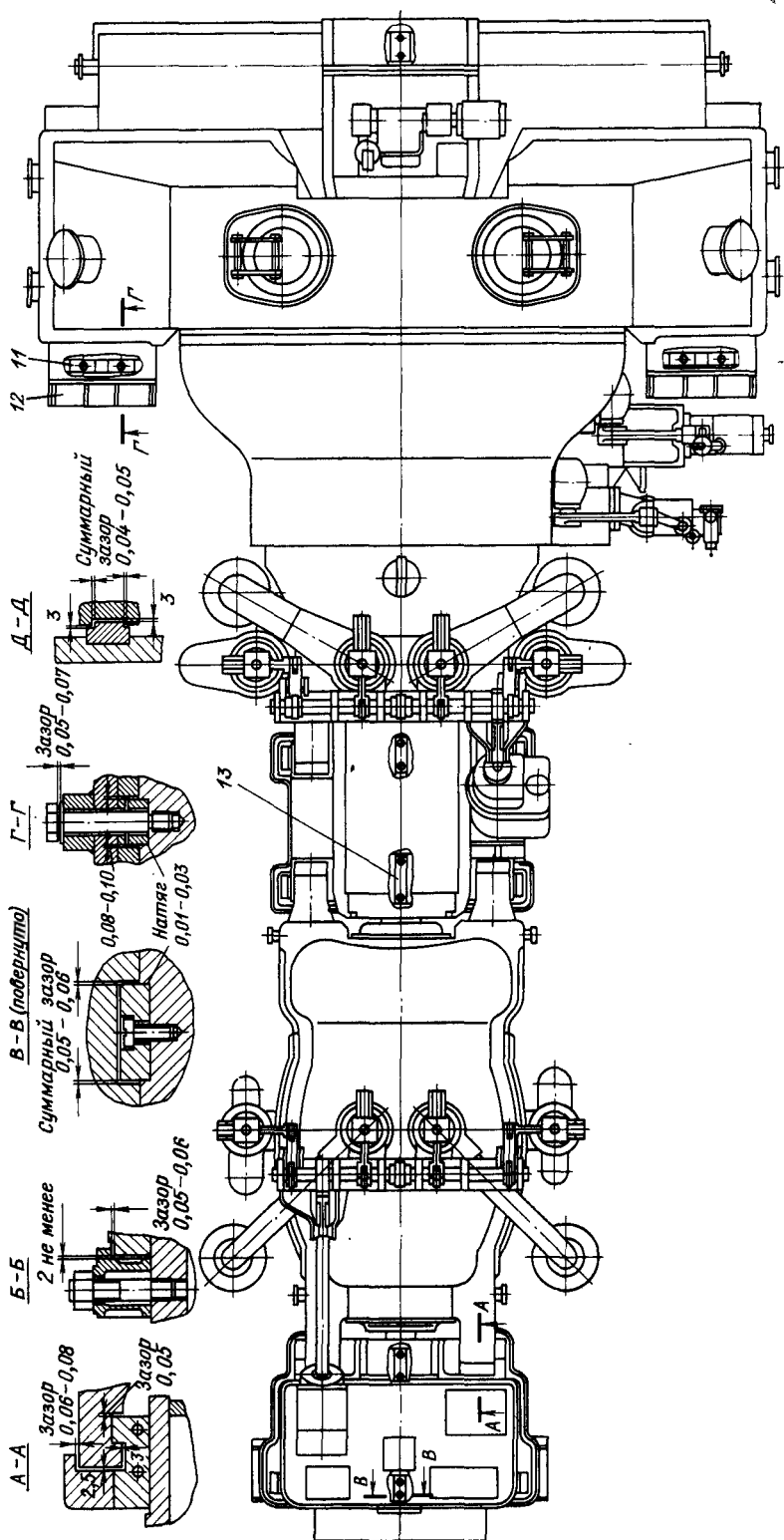


Рис. 5.1. Установка турбины ПТ-135-130 на опорах:

1 — корпус переднего подшипника; 2 — фундаментная рама переднего подшипника; 3 — зажим Г-образный; 4 — шпонка поперечная; 5 — шпонка вертикальная; 6 — цилиндр высокого давления; 7 — корпус среднего подшипника; 8 — фундаментная рама среднего подшипника; 9 — цилиндр низкого давления; 10 — фундаментная рама задняя; 11 — шпонка поперечная; 12 — фундаментная рама боковая; 13 — шпонка продольная

Турбина Р-100-130 выполнена одноцилиндровой. Цилиндр унифицирован с ЦВД турбин ПТ-135-130 и Т-175-130. Это стало возможным благодаря тому, что все три турбины имеют одинаковый расход свежего пара и одинаковое давление за цилиндром. Большой расход свежего пара, чем у турбины Т-100-130, более низкое давление за цилиндром, а также более высокое давление в камере регулирующего колеса в связи с применением одновенечной регулирующей ступени с малым перепадом предопределили больший размер цилиндра.

Для того, чтобы при этом цилиндр имел умеренные толщины стенок и фланцев при допустимых напряжениях в высокотемпературных элементах, он выполнен двухстенным. Уменьшению толщины стенок способствовало выполнение наружного корпуса цилиндра, а также части внутреннего корпуса в районе паровпуска бочкообразной формы. Внутренний корпус подвешен в наружном корпусе у горизонтального разъема на четырех лапах. В вертикальной плоскости вдоль оси турбины он имеет четыре шпонки — по две в верхней и нижней половинах. Для удобства сборки две шпонки, расположенные со стороны переднего подшипника, вставляются в наружный корпус снаружи и крепятся на нем фланцами, выполненными заодно со шпонками. Боковые зазоры в шпонках выполняются в пределах 0,05—0,07 мм с каждой стороны, а верхние (нижние) — 5 мм. Внутренний корпус относительно наружного фиксируют два вертикальных зуба, расположенных справа и слева в районе паровпуска у горизонтального разъема. Боковой зазор между зубом и наружным корпусом равен 0,20—0,32 мм. По сравнению с первыми турбинами зазор увеличен на 0,05 мм, чтобы исключить заклинивание зуба в корпусе. В турбинах последних выпусков с этой же целью зазор в верхней половине корпуса с нерабочей стороны (внутренний корпус паровым усилием отжимается в сторону заднего подшипника) увеличен до 3 мм.

В наружном корпусе диафрагмы по две установлены в трех обоймах, с помощью которых образованы две камеры отборов пара на ПВД и выхлопной патрубков. В этом же корпусе имеется патрубок для нерегулируемого отбора пара из межкорпусного пространства.

Фикс-пункт турбины расположен на раме заднего подшипника.

Пар во внутренний корпус поступает через четыре клапана и узлы паровпуска, имеющие уплотнения с поршневыми кольцами, обеспечивающими некоторую подвижность вваренных в наружный корпус штуцеров относительно горловин внутреннего корпуса (рис. 5.2). Далее пар попадает в четыре сопловые коробки и регулирующую ступень. Поскольку регулирующая ступень имеет больший диаметр, чем последующие ступени, за ней во внутреннем корпусе выполнен направляющий козырек. Пройдя ступени внутреннего корпуса, пар поворачивает в противоположную сторону и по межкорпусному пространству поступает к ступеням, размещенным в наружном корпусе. Такое петлевое протекание пара позволяет уравновесить осевые усилия и обеспечить хороший прогрев внутреннего и наружного корпусов цилиндра. Для лучшего прогрева фланцев и шпилек внутреннего корпуса обнизки на внутренней поверхности его фланцев выполнены сквозными с выходами по торцам.

Из наружного корпуса пар через два патрубка в нижней половине, каждый из которых также раздваивается, направляется к потребителю по четырем трубопроводам.

Турбина ПТ-135-130 имеет два цилиндра. Поскольку ЦВД этой турбины одинаков с цилиндром турбины Р-100-130, рассмотрим только ЦНД. Цилиндр состоит из трех частей: литой паровпускной части с приваренными к ней четырьмя паровыми и сопловыми коробками, литой средней части и сварной выхлопной части. Выхлопная часть в основном унифицирована с выхлопом турбины Т-250-240, передняя часть ЦНД опирается

лапами на корпус среднего подшипника, а выхлопная часть — на заднюю и две боковые фундаментные рамы. На боковых рамах расположены поперечные шпонки фикс-пункта турбины. В ЦНД установлено пять обойм, с помощью которых образованы камеры двух отборов пара для регенерации и двух регулируемых отопительных отборов. ЦНД турбины ПТ-135-130 рассчитан на пропуск неполного расхода пара, выходящего из ЦВД, поэтому патрубки отопительных

отборов у него относительно невелики, выхлопная часть одна. Это сделано целесообразным размещением частей среднего и низкого давлений в одном цилиндре.

Турбина Т-175-130 имеет три цилиндра: с турбинами Р-100-130 и ПТ-135-130 унифицированный ЦВД, однопоточный ЦСД и двухпоточный ЦНД.

В отличие от турбины ПТ-135-130 в ЧСД турбины Т-175-130 может поступать весь поток пара, выходящий

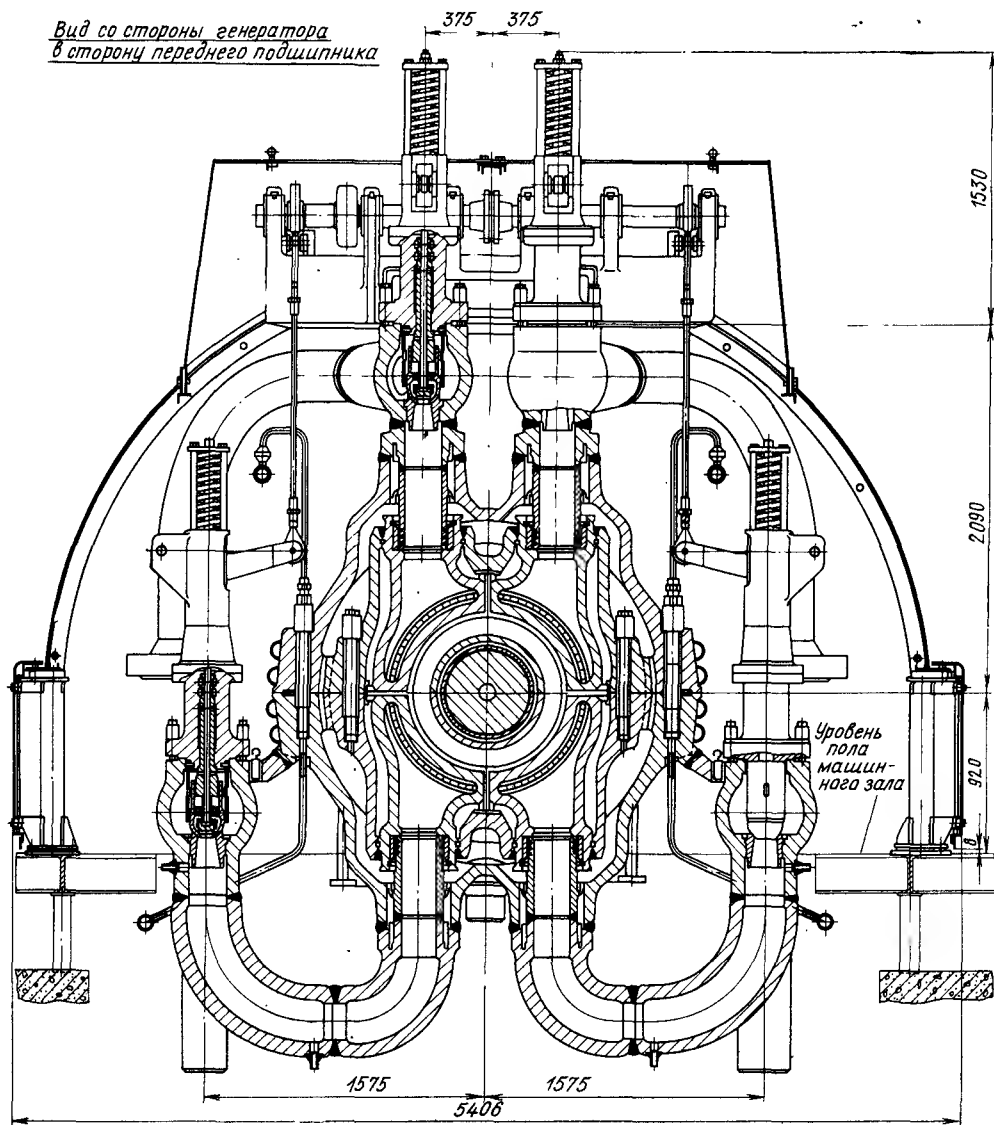


Рис. 5.2. Разрез турбины Р-100-130 по паровпуску

из ЦВД, в том числе и при отключенных ПВД. Почти весь этот поток (исключая отборы на ПНД) может поступать и в ЧНД. Это определило значительные размеры ЧСД и ЧНД и сделало нецелесообразным их размещение в одном цилиндре. ЦСД состоит из двух частей: литой передней паровпускной и сварной выхлопной. В литой части размещены три обоймы, образующие паровпускную камеру и две камеры регенеративных отборов. За третьей обоймой выполнена большая камера верхнего отопительного отбора, имеющая в нижней половине цилиндра два патрубка $\varnothing$ 1200 мм. Четвертая обойма размещена в сварной части, она отделяет камеру отбора на ПСГ №2 от выхлопной части ЦСД.

В нижней половине выхлопной части ЦСД выполнены четыре патрубка $\varnothing$ 1200 мм для подачи пара в ПСГ № 1. ЦСД передними лапами опирается на поперечные шпонки, установленные на корпусе среднего подшипника, а задними лапами на аналогичные шпонки на выхлопной части ЦНД со стороны регулятора. Кроме того, выхлопная часть ЦСД опирается еще на две боковые фундаментные рамы.

На первых турбинах Т-175-130 использовался ЦНД в основном унифицированный с ЦНД турбины Т-250-240. Его средняя часть, как и у турбины Т-250-240 (см. ниже), имела двухстенную конструкцию. Учитывая, что у турбины Т-175-130 каждая выхлопная часть соединена со своим конденсатором, который за счет податливости может воспринять тепловые расширения ЦНД вдоль оси турбины, на последующих турбинах среднюю часть цилиндра стали выполнять одностенной.

Каждая выхлопная часть ЦНД опирается на свою фундаментную раму и на две боковые рамы. На боковых рамах выхлопной части со стороны регулятора установлены поперечные шпонки, образующие фикс-пункт.

Турбина Т-250-240 имеет четыре цилиндра: ЦВД, ЦСД-I, ЦСД-II и ЦНД. Двухстенный ЦВД конструк-

тивно во многом похож на цилиндр турбины Р-100-130. Отличия ЦВД турбины Т-250-240 от цилиндра турбины Р-100-130 вызваны в основном более высоким давлением и большим расходом свежего пара, а также более высоким давлением пара за цилиндром, т. е. давлением, с которым пар уходит в котел для промежуточного перегрева. Эти параметры определились в первую очередь тем, что при создании турбины Т-250-240 было принято решение использовать в блоках с этими турбинами те же котлы, что и в блоках с турбинами К-300-240.

В отличие от традиционного для ПО ТМЗ решения регулирующие клапаны высокого давления в турбине Т-250-240 размещены не на цилиндре, а в отдельных коробках. Выполнение цилиндра без клапанных коробок упростило его форму, улучшило условия его прогрева, облегчило получение допустимых напряжений в металле. Однако такое решение увеличивает объем пара высокой работоспособности после регулирующих клапанов, что приходится учитывать при разработке системы регулирования турбины. Пар от паровых коробок подается в ЦВД по десяти перепускным трубам через четыре паровпускных узла, аналогичных узлам на других турбинах ПО ТМЗ с двухстенным ЦВД. Увеличение числа труб по сравнению с количеством клапанов позволило за счет уменьшения диаметра труб повысить их компенсирующую способность. Трубы выполняются из стали 12ХМФ и имеют $\varnothing$ 162 мм при толщине стенки 32 мм. К одному верхнему и одному нижнему узлам паровпуска подходят по три трубы, к двум другим узлам — по две.

Во внутреннем цилиндре размещено шесть ступеней, в том числе одновенечная регулирующая ступень. В наружном цилиндре в двух обоймах также размещено шесть ступеней. Между обоймами образована камера для отбора пара на ПВД № 8, а за второй обоймой — выходная камера, из которой по двум патрубкам $\varnothing$ 450 мм, выполненным в нижней половине, пар уходит на промежуточ-

ный перегрев. В ЦСД-I размещено 10 ступеней. Из-за высокой начальной температуры пара цилиндр отличается из стали 15Х1М1ФЛ, той же, что и ЦВД. Пар в цилиндр попадает через два блока клапанов, размещенных с двух его сторон и соединенных с ним через фланцы на патрубках в нижней половине.

Камера паровпуска образована в отливке цилиндра и закрыта сопловыми сегментами регулирующей ступени ЦСД, вставленными в пазы цилиндра. Диафрагма следующей ступени также устанавливается в пазу цилиндра. Восемь других ступеней размещены в трех обоймах, с помощью которых образованы четыре камеры. Из этих камер отбирается пар на турбопривод, ПВД № 6 и деаэратор. Последняя камера является для ЦСД-I выхлопной, из нее пар через два патрубка $\varnothing$ 900 мм в нижней половине направляется к ЦСД-II.

Второй цилиндр среднего давления выполнен двухпоточным: пар от ЦСД-I первоначально идет по двум трубам $\varnothing$ 900 мм, которые подходят снизу к тройникам, расположенным справа и слева напротив середины ЦСД-II на уровне площадки обслуживания, а затем от тройников по трубам $\varnothing$ 600 мм пар подается к двум концам ЦСД-II, состоящего из трех частей: две паровпускные части выполнены литыми из стали 25Л, а средняя (выхлопная) часть — сварная. В каждом потоке по шесть ступеней (23—28 и 32—37), размещенных в трех обоймах, две из которых установлены в паровпускной части и одна — в средней.

Для лучшего направления потока пара за 28-й и 37-й ступенями имеются радиальные диффузоры, а для увеличения жесткости средней части в ней выполнена пространственная ферма, образованная продольными ребрами, соединенными посередине кольцевым поперечным ребром и по краям фланцами вертикальных разъемов.

Паровпускные камеры в ЦСД-II образованы цилиндром, обоймами и диафрагмами первых ступеней (23-я и 32-я ступени), которые одним зубом

входят в проточку обоймы, а другим — в проточку цилиндра. Принятая схема потока пара от концов цилиндра к середине позволила наиболее крупные патрубки перепускных труб, имеющих диаметр 1300 мм, и отбора пара к ПСГ № 1 разместить на средней части в одной плоскости.

Патрубки отборов пара к ПНД № 5 и ПСГ № 2 из соответствующих камер, образованных обоймами, расположены симметрично в каждой паровпускной части. Опирается ЦСД-II лапами на корпус среднего подшипника и на расположенную рядом выхлопную часть ЦНД, а также на боковые опоры.

Пар от ЦСД-II подводится к середине ЦНД, который является двухпоточным, ЦНД выполнен двухстенным; наружный корпус состоит из трех сварных частей: средней и двух выхлопных, внутренний корпус также сварной без вертикального разъема. Необходимость двухстенной конструкции определилась тем, что расположенные на значительном расстоянии две выхлопные части ЦНД, между которыми находится средняя часть, соединяются с одним конденсатором. В связи с этим температурные изменения длины средней части не должны существенно отличаться от соответствующего изменения размера конденсатора между горловинами. Для выполнения отмененного условия все три ступени каждого потока (29—31 и 38—40) ЦНД размещены во внутреннем корпусе, а пар от перепускных труб сначала поступает во внутренний корпус, проходит установленные в нем ступени, где его температура снижается, и только после этого попадает в наружный корпус, который омывается паром невысокой температуры и имеет небольшие температурные расширения.

Внутренний корпус может смещаться относительно наружного, для чего корпус установлен на четырех лапах, приваренных к наружному корпусу несколько ниже разъема; снизу и сверху в вертикальной плоскости с каждой стороны внутреннего корпуса вдоль оси турбины установлены

продольные шпонки. В середине цилиндра справа и слева имеются вертикальные шпонки, расположенные у нижнего фланца корпусов и фиксирующие внутренний корпус относительно наружного.

Патрубки подвода пара к внутреннему корпусу жестко соединены с задвижками на перепускных трубах, а соединение задвижек с наружным корпусом выполнено через двухлинзовый компенсатор. Линзовые компенсаторы установлены также между внутренним и наружным корпусами в месте вывода патрубка отбора пара к ПНД № 1 и симметрично справа и слева в местах прохода рычага от сервомотора ЧНД к регулирующим диафрагмам и подвода охлаждающего пара к ЦНД. Симметричное расположение двух последних компенсаторов уравнивает усилия, действующие на стенки внутреннего корпуса в месте установки компенсатора. Опираются выхлопные части на задние и боковые фундаментные рамы. На боковых рамах выхлопной части со стороны ЦСД имеются поперечные шпонки, образующие фикс-пункт.

5.2. Обоймы и диафрагмы

Обоймы в цилиндрах дают возможность упростить камеры отборов пара, облегчая изготовление и обработку цилиндров. Обоймы выполняются стальными. Последние обоймы обих потоков в ЦСД-11 турбины Т-250-240 выполнены сварно-литыми, что упрощает технологию их изготовления. Все обоймы сболчиваются у горизонтального разъема.

Диафрагмы выполняются как стальными, так и чугунами. Стальные диафрагмы (рис. 5.3) изготавливаются сварными. Предварительно к двум бандажам 3 и 5 привариваются лопатки 4, затем полученная решетка приваривается к ободу 2 и к телу диафрагмы 6. Все сварные диафрагмы имеют приварной уплотнительный козырек 1. На горизонтальном раземе в нижних половинах стальных диафрагм закрепляются продольные шпонки 8, которые уменьшают протечки пара и

обеспечивают совпадение плоскостей обеих половин диафрагм в осевом направлении. Для улучшения условий сборки и исключения перемещения половин по разъему в радиальном направлении на нижних половинах у разъема закрепляется вертикальная шпонка 7.

Чугунные диафрагмы устанавливаются только в зонах средних и низких температур, они выполняются литыми с залитыми лопатками из нержавеющей стали (рис. 5.4). Эти диафрагмы имеют косые или комбинированные (частично по горизонтальной, частично по косой плоскостям) разъемы, позволяющие не разрезать лопатки, расположенные рядом с разъемом. Если разъемы выполнить прямыми, то имеющие большие размеры лопатки этих диафрагм окажутся разрезанными и добиться совпадения их частей, находящихся в разных половинах диафрагм, было бы практически невозможно. Несовпадение стыков лопаток явилось бы источником появления в потоке пара импульсов, которые, передаваясь рабочим лопаткам, могли бы вызвать их повреждение. Кроме того, при обработке косых (или комбинированных) разъемов не приходится фрезеровать лопатки и не появляется опасность нарушить их крепление в местах заливки в обвод и тело диафрагмы. Горизонтальные разъемы диафрагм пригоняются с зазором не более 0,04 мм. Увеличение зазора приводит к повышенным протечкам пара и снижению экономичности турбины.

Обоймы и диафрагмы имеют на наружной поверхности обода зуб, который входит в кольцевую проточку в цилиндре или обойме, фиксируя их осевое положение. Никаких пригоночных элементов в этом соединении не имеется, и правильность осевой установки каждой обоймы или диафрагмы обеспечивается обработкой на станках с необходимыми допусками соответствующей проточки и зуба. Ширина зуба делается меньше ширины проточки на 0,1—0,25 мм, что обеспечивает возможность снятия и установки как верхних половин цилиндров,

так и самих обойм и диафрагм. У чугунных диафрагм зуб выполняется меньше паза на 1,5—2 мм и со стороны паровпуска в зуб вставляются стальные штифты, за счет которых выдерживается требуемый зазор. Из-за склонности чугуна к росту при отсутствии штифтов могло бы происходить защемление зуба в проточке.

Исключение протечек пара вокруг зуба обеспечивается качественной обработкой уплотняющих поверхностей зуба и проточки, прижимаемых друг к другу перепадом давления пара перед и за обоймой или диафрагмой.

Поскольку при работе турбины на переменных режимах температура диафрагм и обойм изменяется значи-

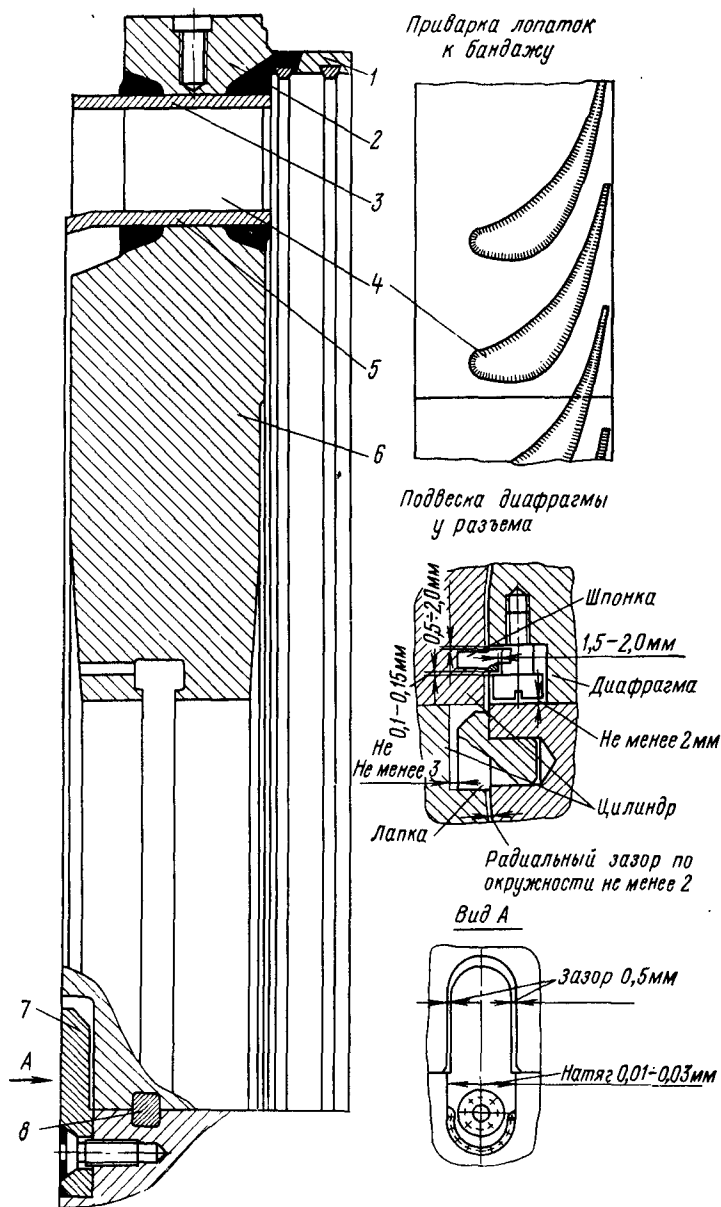


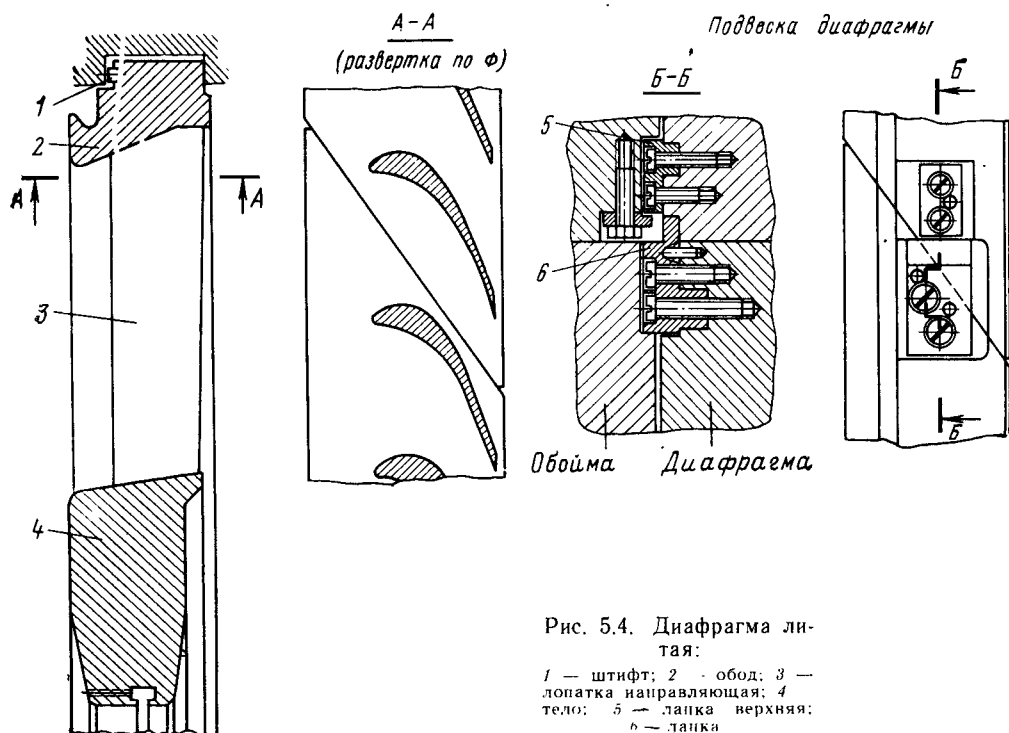
Рис. 5.3. Диафрагма сварная

тельно быстрее температуры цилиндров, внутри которых они находятся, должна быть обеспечена возможность их беспрепятственного расширения и сокращения в радиальном направлении при сохранении первоначального положения относительно оси ротора. Для этого между диафрагмами и цилиндром, диафрагмами и обоймой, обоймой и цилиндром выполняются радиальные зазоры в несколько миллиметров, а сами диафрагмы и обоймы подвешиваются у горизонтального разреза на лапках 6 (рис. 5.4) и имеют по одной радиальной шпонке 3 (рис. 5.5).

За счет пригонки лапок производится центровка диафрагм и обойм по вертикали. После этого, перемещая диафрагмы и обоймы на лапках, производят их центровку в горизонтальной плоскости. В таком положении шпонки, расположенные в нижних точках проточек под зуб, предварительно привариваются, а затем окончательно фиксируют положение диафрагм и обойм в горизонтальной плоскости. Для большей надежности

после приварки некоторые шпонки дополнительно укрепляются двумя призонными штифтами. Для того, чтобы шпоночный паз не нарушил уплотняющей поверхности, его не выполняют сквозным.

Верхние и нижние половины большинства диафрагм между собой не скрепляются, поэтому для облегчения сборки и разборки их верхние половины крепятся к верхним половинам цилиндров и обойм специальными болтами и шпонками. Лапки и шпонки не должны препятствовать тепловому расширению диафрагм и обойм, поэтому около них в радиальном направлении остаются зазоры от 2 до 6 мм (большой зазор относится к большим диафрагмам и обоймам). Кроме того, лапки не должны мешать плотному прилеганию плоскостей разрезов диафрагм. У литых диафрагм, чтобы исключить проскальзывание половин по косому разрезу, верхние половины опираются на лапки нижних половин, а в разрезе допускается зазор 0,04 мм, о котором говорилось выше.



Болтовое соединение верхних и нижних половин первоначально выполнено в регулирующих диафрагмах и имеющих сложную систему влагоудаления в диафрагмах последней ступени турбин ПТ-135-130 и Т-175-130.

В дальнейшем такое соединение половин стало выполняться во всех диафрагмах ЧНД турбин ПТ-135-130 и Т-175-130, а также турбины Т-250-240, т. е. там, где диафрагмы имеют большие размеры и имеется возможность разместить болты. Объясняется это тем, что при раздельном креплении половин диафрагм лапками к половинам цилиндра во время вскрытия цилиндра верхние половины диафрагмы поднимаются вместе с крышкой цилиндра, и, чтобы их вынуть, требуется произвести довольно сложную и требующую значительного места операцию по кантовке крышки. При болтовом соединении половин диафрагм во время вскрытия цилиндра диафрагмы остаются на месте в нижней половине цилиндра и могут быть затем легко разобраны.

Выемка остальных диафрагм, имеющих относительно небольшие размеры, производится специальным приспособлением типа клещей, для чего на каждой половине диафрагмы у разъема выполнено по две пары цилиндрических углублений. Углубления одной пары располагаются напротив друг друга с разных сторон тела диафрагмы. Для выемки чугунных диафрагм и стальных диафрагм больших размеров у них на разъеме выполняются резьбовые отверстия для рымов.

В регулирующих диафрагмах турбины ПТ-135-130 устанавливаются три уплотнительных кольца, в диафрагмах второй ступени турбин Т-175-130, ПТ-135-130 и Р-100-130 и 2—6-й ступеней турбины Т-250-240 — по два, во всех остальных диафрагмах — по одному. Регулирующие диафрагмы ЧНД турбин Т-100-130, Т-175-130 и Т-250-240 по внутреннему диаметру не имеют уплотнений, так как в выполненные у диафрагм обоих потоков на внутреннем диаметре пазы входит зуб обтекателя.

установленного для повышения жесткости диафрагмы, уменьшения местного разогрева ротора, лучшего направления потока пара.

На диафрагмах, расположенных в зонах низких температур и давлений, где протекает влажный пар, для улавливания влаги выполняются различные влагоулавливающие элементы. Одним из таких элементов является круговая канавка на наружной поверхности диафрагмы со стороны входа пара (рис. 5.5). На ряде диафрагм над рабочими лопатками выполняется открытая кольцевая камера, имеющая отверстия в нижних половинах. Диафрагмы последних ступеней турбин Т-175-130 и ПТ-135-130 имеют внутриканальное влагоудаление. Для этого направляющие лопатки делаются полыми и имеют у обода со стороны спинки продольную щель. Из внутренней полости лопаток влага попадает в кольцевые камеры в теле и ободу диафрагмы и затем вытекает через отверстия в ободу нижней половины. Собранный конденсат из различных влагоулавливающих элементов отводится через отверстия в низких точках обойм.

5.3. Уплотнения

Между вращающимися деталями роторов и неподвижными частями статора установлены лабиринтовые уплотнения. В местах выхода вала из цилиндра или корпуса расположены концевые уплотнения, а в местах прохода вала внутри диафрагм — промежуточные уплотнения. В проточной части турбины, у рабочих лопаток, также имеются уплотнения, которые рассмотрены при описании лопаточного аппарата.

Уплотнительные кольца концевых уплотнений набираются в обоймы, между которыми образуются камеры для отвода или подвода пара.

Основная часть обоймы уплотнений так же, как обоймы диафрагм, центрирует за счет лапок и шпонок, а в осевом направлении устанавливается за счет пригонки наружного зуба. Некоторые обоймы имеют вер-

тикальные фланцы и крепятся к цилиндру болтами. Установка обойм в осевом направлении определяется положением усиков относительно канавок и выступов на роторе. Расстояние от длинных усиков до стенок канавок должно быть таким, чтобы при относительном удлинении или сокращении ротора усики не задевали за ротор.

Конструкция концевых уплотнений показана на рис. 5.5. Лабиринт в них образуется усиками уплотнительных колец, располагающимися напротив выступов и впадин на роторе. Канавки прямоугольного сечения, образующие выступы и впадины, проточены непосредственно на роторе. Уплотнительные кольца выполняются из шести или четырех сегментов, собираемых в пазы обойм. Заплевники сегментов прижимаются к заплевникам пазов плоскими пружинами и давлением пара. Для надежного поступления пара в паз заплевники со стороны цилиндра имеют несколько отверстий, или специальную прорезь. Давление пара прижимает сегменты также к торцевой поверхности заплевника, что исключает перетечки пара через паз.

Усики в сегментах уплотнений закрепляются зачеканкой, причем усики, выполненные из одной полосы, зачеканиваются по всей дуге через специальную канавку, а усики, набранные из нескольких полос, зачеканиваются через отверстия.

Для сокращения протечек пара зазоры δ между усиками и ротором выполняются по возможности малыми, обычно 0,3—0,6 мм. В процессе эксплуатации турбины, особенно при несоблюдении инструкции завода во время пусков, бывают случаи, когда зазоры выбираются. Чтобы при этом не произошло аварийного местного разогрева ротора, сегменты уплотнений должны иметь возможность смещаться от центра при нажатии на них. Для этого необходимо тщательно проверять наличие зазоров a между наружным диаметром сегментов и обойм, а также зазоров внутри паза, в том числе и зазоров по пружинам. Зазоры a в концевых уплотнениях

ЦВД должны быть в пределах 2,0—3,5 мм, а в промежуточных уплотнениях 3,5—5,0 мм. Следует проверять наличие необходимых зазоров по стопорным пластинам у горизонтального разъема. Несколько большие радиальные зазоры выполняются в среднем уплотнении ЦВД двухстенных цилиндров, где они доходят до 0,7—0,9 мм.

С целью предотвращения влияния уплотнений на вибрационную устойчивость турбины за счет исключения в них аэродинамических сил из-за неодинаковости радиальных зазоров по окружности в некоторых турбинах при сборке зазоры сверху делаются меньше, чем снизу. Так как температура лап, на которые опирается цилиндр, выше температуры корпусов подшипников, на которые опирается ротор, то при работе турбины зазоры выравниваются.

Например, в турбине Т-250-240 верхние зазоры в среднем уплотнении ЦВД при сборке выполняются 0,4—0,6 мм, а нижние — 1,0—1,2 мм, в переднем уплотнении верхние зазоры равны 0,2—0,3 мм, а нижние 0,8—0,9 мм. Это мероприятие, выполненное и в ЦСД, позволило несколько повысить порог вибрационной устойчивости турбины. (Об аэродинамических силах, влияющих на низкочастотную вибрацию, см. также параграф «Облопачивание».)

Сегменты уплотнений устанавливаются в пазы с зазором между торцами 0,2—0,3 или 0,3—0,5 мм, необходимым для их свободного теплового расширения (большие зазоры — в промежуточных уплотнениях). Иногда, при ремонтах, когда требуется увеличить зазор в уплотнениях, подчеканивают заплевники сегментов, отодвигая тем самым их от ротора. Если при этом сегмент смещается по радиусу на 0,5 мм, то суммарный зазор между торцами сегментов возрастает на 2 ρ 0,5, т. е. примерно на 3 мм, что нежелательно, так как ведет к увеличению протечки пара.

Уплотнительные кольца, устанавливаемые в зонах низких температур, имеют усики из латуни. Для зон сред-

них температур усики выполняются из монель-металла, а для зон высоких температур они изготавливаются из нержавеющей стали Х18Н9Т.

5.4. Роторы

Роторы всех рассматриваемых турбин — гибкие, расчетные критические частоты валопроводов турбин, рассчитанные с учетом податливости опор и упругости масляной пленки, приведены в табл. 5.1.

Каждый ротор (кроме ротора ЦСД-I турбины Т-250-240, имеющего один подшипник со стороны ЦСД-II) шейками опирается на два подшипника*. Между собой роторы соединяются муфтами, большая часть из которых является жесткими, а часть — полугибкими. Полумуфты либо отковываются заодно с ротором, либо насаживаются на его конец конусной посадкой и крепятся клиновыми шпонками из двух половин, устанавливаемыми с натягом 0,11—0,12 мм. Полумуфты полугибких муфт в турбинах Т-175-130 и Т-250-240 дополнительно крепятся гайкой, навинчиваемой с торца вала, причем между полумуфтой и гайкой выдерживается зазор 0,15—0,25 мм. У полугибких муфт между полумуфтами расположена соединительная часть с одной или двумя волнами. Соединение полумуфт между собой и полумуфт с соединительной частью является жестким и выполняется призонными болтами.

В турбинах Т-175-130, ПТ-135-130 и Т-250-240 на полумуфте, надетой на РНД со стороны генератора, закреплена шестерня валоповоротного устройства. У турбин Т-100-130 и Р-100-130 эта шестерня насажена на фланец промежуточной части, соединяющийся с полумуфтой на роторе генератора. Независимо от наличия полугибких муфт центровка роторов должна выполняться без излома осей. При сборке необходимо тщательно проверить конусные поверхности

полумуфт и роторов. Проверку необходимо делать в трех сечениях по нескольким диаметрам.

Роторы ЦВД турбин Т-100-130, Т-175-130, ПТ-135-130, Р-100-130 и Т-250-240, а также ротор ЦСД-I турбины Т-250-240 — цельнокованные, причем заодно с валом отковываются полумуфты, а на РВД — и упорные диски. Ротор ЦСД турбины Т-100-130 отковыывается заодно с восемью дисками и имеет шесть насадных дисков. Ротор ЦСД турбины Т-175-130 имеет четыре цельнокованных диска и пять насадных, а ротор ЦНД турбины ПТ-135-130 — шесть цельнокованных и шесть насадных дисков. Роторы ЦНД турбин Т-100-130, Т-175-130 и Т-250-240 и ротор ЦСД-II турбины Т-250-240 имеют соответственно по два, три, три и четыре насадных диска в каждом потоке.

Диски насаживаются на ротор в горячем состоянии (температура 250—260 °С) с необходимым натягом. При насадке диски доводятся до упора в уступ на роторе, втулку или упорное кольцо. С другой стороны диск (или два диска) фиксируется от перемещения в осевом направлении следующим упорным кольцом. Упорные кольца выполняются из двух половин, закладываемых в пазы на роторе. По наружному диаметру кольца охватываются расточками дисков или уплотнительных втулок.

Диски имеют либо продольную, либо торцевую тангенциальную шпонку. Торцевые шпонки, пазы которых меньше влияют на прочность диска, устанавливаются на дисках последних ступеней, имеющих высокие напряжения. Эти шпонки в случае ослабления насадки диска передают вращающий момент от диска на расположенную рядом втулку (или уступ на валу). В свою очередь втулка соединяется с валом обычной продольной шпонкой. Иногда торцевая шпонка устанавливается между двумя соседними дисками. В этом случае при ослаблении натяга вращающий момент передается от одного диска к другому, имеющему на другой стороне ступицы вторую

* При сборке передний конец ротора ЦСД-I турбины Т-250-240 имеющейся на нем шейкой опирается на технологическую опору, которая затем убирается. Эта же шейка используется при балансировке.

торцевую шпонку, соединяющую его с втулкой или непосредственно с валом.

К переднему торцу ротора высокого давления всех турбин, кроме турбины Т-250-240, жестко крепится вал главного масляного насоса с автоматом безопасности. Для турбины Т-250-240 к переднему концу РВД крепится автомат безопасности и импеллер.

Все роторы рассматриваемых турбин изготавливаются из поковок стали Р2МА, для контроля качества поковки в них выполняется внутреннее сверление диаметром 90—120 мм. Для уравнивания осевых усилий однопоточные роторы, без петлевого протекания пара, имеют разгрузочные

поршни, образованные разностью диаметров концевых и промежуточных уплотнений. Снижению и стабильности осевого усилия способствуют разгрузочные отверстия, имеющиеся во всех дисках цельнокованных роторов и некоторых насадных дисках.

Каждый ротор проходит динамическую балансировку на рабочей и критических частотах в имеющейся на заводе вакуумной камере балансировочной станции. Перед балансировкой роторы в течение не более 2 мин подвергаются вращению на частоте, превышающей рабочую на 20 %, кроме роторов НД турбин Т-250-240, Т-175-130 и ПТ-135-130, у которых превышение составляет 15 %.

Таблица 5.1. Расчетные критические частоты вращения роторов в системе валопровода турбины и генератора, об/мин

Марка турбины и наименование параметра		Номер критической частоты вращения					
		1	2	3	4	5	6
Т-250-240	Ротор	Генера- тора 950	РСД II	РСД-1	РВД	РНД	Генера- тора 2800
	Критическая частота вращения	1590	1680	1690	1700		
Т-175-130	Ротор	Генера- тора 1300	РСД	РНД	РВД	Генера- тора 3430	—
	Критическая частота вращения	1660	1700	1860			—
Т-100-130	Ротор	Генера- тора 1410	РСД	РНД	РВД	Генера- тора 3980	—
	Критическая частота вращения	1830	1980	2000			—
ПТ-135-130	Ротор	Генера- тора 1410	РНД	РВД	Генера- тора 4000	—	—
	Критическая частота вращения	1500	1820	4000			—
Р-100-130	Ротор	Генера- тора 1400	Турбины	Генера- тора 4060	—	—	—
	Критическая частота вращения	1740			—	—	—

Примечание. Для турбины Т-250-240 седьмая критическая частота вращения превышает 6000 об/мин.

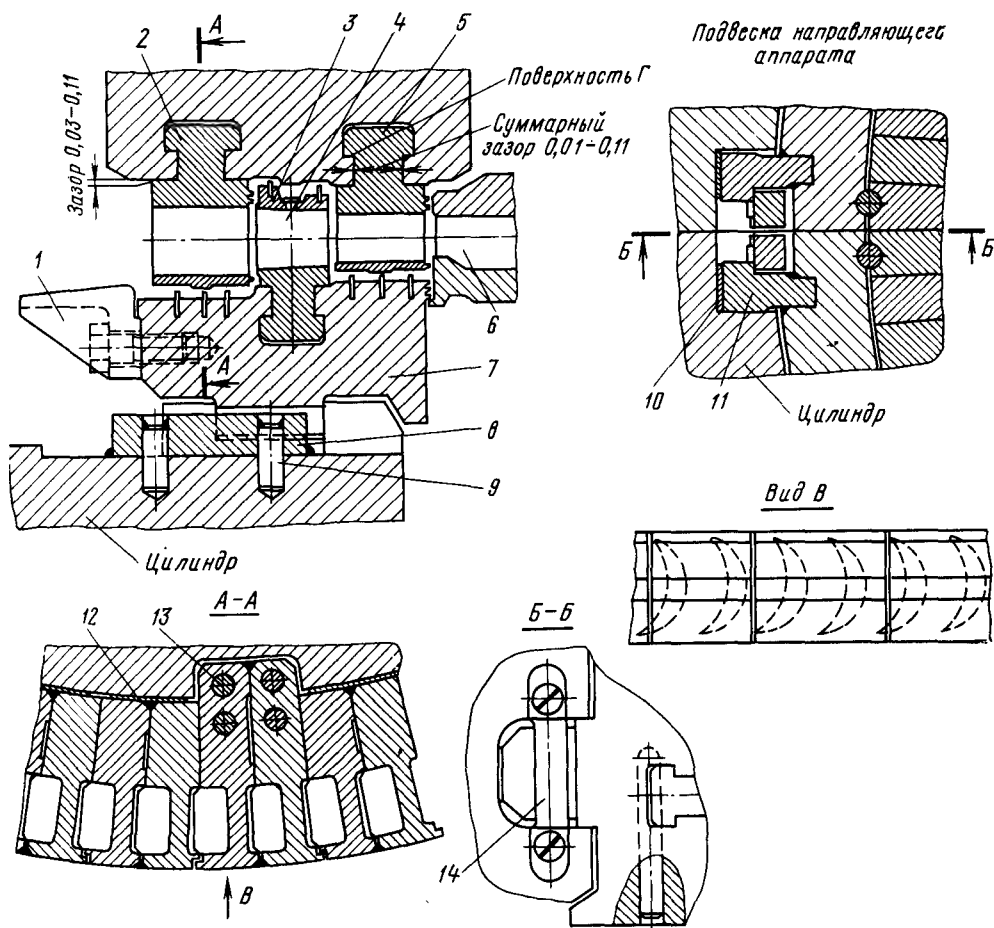


Рис. 5.7. Облопачивание регулирующей ступени турбины Т-100-130:

1 — кольцо (из двух половин); 2 — рабочая лопатка второго ряда; 3 — сегмент бандажа; 4 — направляющая лопатка; 5 — рабочая лопатка первого ряда; 6 — сопловой сегмент; 7 — обойма направляющего аппарата; 8 — шпонка продольная; 9 — штифт; 10 — пластинки; 11 — опорная лапка; 12 — лента уплотнительная; 13 — заклепка; 14 — планка

Рабочие лопатки регулирующих ступеней ЧВД, как одновенечных, так и двухвенечных, фрезеруются заодно с бандажами и для увеличения жесткости свариваются электронно-лучевой сваркой по бандажу и корню хвостовка в пакеты из двух лопаток. Бандажи каждой соседней пары соединяются в замок, в котором при сборке обеспечивается радиальный зазор 0,1—0,3 мм и зазор по дуге 0,2—0,4 мм. Хвостовики этих лопаток выполняются Т-образными, у турбины Т-100-130 без заплечиков, а у остальных турбин — с заплечиками. Сопрягаемые поверхности хвостовиков пригоняются так, чтобы по всей ширине

профиля в верхней и нижней части хвостовика зазора не было, а в средней части допускается зазор до 0,1 мм. При установке в паз под пакеты ступени подкладываются пружины в виде волнистой ленты, обеспечивающей плотное прилегание поверхностей Г хвостовиков к диску (рис. 5.7, сечение А—А). Зазоры по боковым поверхностям шейки хвостовика выполняются 0,01—0,11 мм, а между наружными поверхностями щек диска и хвостовика 0,03—0,11 мм. У лопаток, хвостовики которых выполнены с заплечиками, заплечики охватывают щеки диска с посадкой от натяга в 0,02 мм до зазора 0,06 мм.

Два замковых пакета устанавливаются диаметрально друг против друга. Каждая замковая лопатка в пакете крепится двумя заклепками. У одновенечной ступени заклепки проходят диск насквозь и расклепываются с двух сторон, в двухвенечной ступени заклепки вставляются в глухие отверстия, края которых затем подчеканиваются.

Ступени, следующие за регулирующей ступенью ЧВД, имеют Т-образный хвостовик с заплечиками. Лопатки этих ступеней, имеющие относительно небольшие размеры, выполняются постоянного сечения, более высокие лопатки имеют переменный по высоте профиль.

Лопатки значительной длины, кроме лопаток последних ступеней турбин Т-250-240, Т-175-130 и ПТ-135-130, выполнены с вильчатыми хвостовиками и почти все имеют профиль переменного сечения. Лопатки устанавливаются в ступенях, имеющих насадные диски, и набираются до насадки диска на вал, что обеспечивает хорошую доступность к заклепкам во время сборки.

Рабочие лопатки 18, 19 и 20-й ступеней турбины Т-175-130, так же как указанные ранее лопатки регулирующей ступени ЧВД, имеют цельнофрезерованные бандажки, которые не свариваются, а соединяются выступом, выполняемым на бандаже с вогнутой стороны лопатки и входящим без зазора в соответствующий паз со стороны спинки на бандаже соседней лопатки. Такое соединение бандажей обеспечивает демпфирование колебаний лопаток, возникающих при работе турбины. Остальные лопатки с Т-образными хвостовиками, а также некоторые лопатки с вильчатыми хвостовиками соединяются в пакеты сегментами ленточного бандажки, закрепляемыми на каждой лопатке одним или двумя шипами (два шипа выполняются на широких лопатках).

Между торцами бандажки на соседних пакетах оставляется зазор 0,2--0,7 мм. Все лопатки, не имеющие ленточного бандажки, выполнены с утончением верхней кромки, что сни-

жает опасность значительных повреждений в случае задевания их о статор.

Для снижения напряжений в рабочих лопатках и исключения резонанса частот собственных колебаний рабочих лопаток с колебаниями, возбуждаемыми на лопатках во время работы турбины, лопатки некоторых ступеней скрепляются проволочными бандажами. Такие бандажки устанавливаются и в ступенях, имеющих ленточный бандаж, причем ступень может иметь как один, так и несколько рядов проволочных бандажей. Ранее проволочные бандажки припаивались к лопаткам серебряным припоем.

В настоящее время в турбинах ПО ТМЗ бандажки почти все выполняются в виде так называемых круговых демпферных бандажей, в которых проволока не припаивается к лопаткам. Каждый ряд такого бандажки состоит из двух проволок, имеющих в сечении половину круга. Проволоки свободно вставляются в отверстия в лопатках и прижимаются к их стенкам во время работы турбины центробежной силой, демпфируя колебания лопаток. Сегменты половинок проволок при сборке смещаются друг относительно друга на половину длины, перевязывая таким образом все лопатки ступени в один единый пакет. Для того, чтобы сегменты не вышли из отверстий лопаток, концы каждого сегмента отгибаются. В последней ступени турбины Т-250-240, где проволока выполнена из титана, на ее концах наплавляются бобышки.

Для уменьшения протечек пара по зазорам почти все лопатки со стороны паровпуска имеют уплотнение осевого зазора у корня, а в ступенях с ленточными бандажами и по бандажу— за счет свисающей части бандажки, протачиваемой до толщины 0,3 мм. Большинство ступеней с ленточными бандажами имеет уплотнение радиального зазора над бандажком. Радиальные зазоры в уплотнениях увеличиваются с ростом диаметра уплотнения, а увеличение осевых зазоров связано с удалением уплотнения от

упорного подшипника, так как в зависимости от последнего фактора возрастают и возможные смещения ротора относительно статора при работе турбины. Выбранные зазоры должны допускать такие относительные удлинения и сокращения роторов, которые по возможности меньше бы лимитировали маневренность турбины, существенно не снижая ее экономичность.

Поскольку больший диаметр уплотнения имеют ступени с длинными лопатками и они находятся на большем удалении от упорного подшипника, то радиальные и осевые зазоры в уплотнениях возрастают одновременно. В зависимости от размера лопаток радиальные зазоры, образованные уплотнительными усиками над лопатками, имеющими ленточный бандаж, обычно изменяются от 1 до 2—3 мм. Зазоры над лопатками, не имеющими ленточного бандажа, выполняются больше указанных значений. Увеличение радиального зазора в этом случае связано как с увеличением размеров лопаток, так и стремлением исключить значительно более опасное непосредственное задевание лопаток о статор по сравнению с задеваниями усиков у лопаток, имеющих радиальные уплотнения. Осевые зазоры в уплотнениях по бандажу и у корня лопаток также изменяются по ступеням турбин от 1—1,5 мм в первой ступени турбины Т-100-130 до 7—9 мм в 23—28-й ступенях турбины Т-250-240.

В двухвенечной регулирующей ступени ЧВД турбины Т-100-130 над каждым рядом рабочих лопаток в обойме направляющего аппарата устанавливаются по три уплотнительных усика, под средним из них на бандаже выполняется ступенька, благодаря чему в уплотнении образуется лабиринт (рис. 5.7). Два уплотнительных усика закрепляются в бандаже направляющих лопаток. Радиальный зазор во всех восьми рядах усиков выдерживается в пределах 1,5—1,8 мм. Осевые зазоры между бандажами, усиками у корня лопаток первого ряда и сопловыми сегментами и аналогичные зазоры между на-

правляющими лопатками и лопатками второго ряда выполняются в пределах 1,0—1,5 мм при роторе, отжатом в сторону генератора.

Осевые зазоры между неподвижными элементами — уплотнительным кольцом сопловых сегментов и обоймой направляющего аппарата — могут иметь размеры 0,15—0,75 мм.

Радиальные уплотнения в ступенях со сварными диафрагмами образуются двумя усиками, изготовленными заодно с лентой бандажа рабочих лопаток, и кольцами (из вставок из мягкого сплава Х-6), расположенными в уплотнительных козырьках напротив усиков. В ступенях с чугуновыми диафрагмами усики радиальных уплотнений закрепляются в пазах обойм закерниванием через отверстие.

ПО ТМЗ разработан новый тип надбандажных уплотнений, получивших название осерадиальных. Эти уплотнения впервые применены в ЧВД турбины Т-250-240 и способствовали устранению появляющейся в турбине низкочастотной вибрации. Известно, что одной из причин возникновения низкочастотной вибрации является воздействие на ротор циркулирующих неуравновешенных аэродинамических сил.

Возмущающие силы возрастают с повышением плотности пара (давления) и разности давлений до и после рабочих лопаток ступени. Поэтому низкочастотная вибрация от аэродинамических сил в основном проявляется в ЧВД турбин на сверхкритических параметрах при достижении ими так называемой пороговой мощности.

Аэродинамические силы, действующие непосредственно на рабочие лопатки и называемые венцовыми, а также действующие на бандаж и называемые бандажными, появляются от неравномерной по окружности протечки пара в радиальном зазоре над рабочими лопатками. В свою очередь неравномерная протечка в ранее выполняемых уплотнениях является следствием окружной неоднородности радиальных зазоров, практи-

чески всегда имеющейся на работающей турбине [64].

Новые надбандажные уплотнения устраняют влияние изменения радиальных зазоров на изменение протечки пара по периметру уплотнения, благодаря чему устраняется появление неуравновешенных сил и повышается порог вибрационной устойчивости турбины. Указанный эффект имеет место, если отношение радиального зазора к полусумме смежных с гребнем уплотнения осевых зазоров составляет не менее полутора, причем анализ уплотнения показал, что выполнение этого отношения более двух с половиной увеличения эффекта не дает.

Поскольку, учитывая наличие осевого разбега роторов и относительного теплового смещения их элементов относительно статора, осевые зазоры в уплотнениях выполняют размерами в несколько миллиметров, то в новых уплотнениях радиальные зазоры имеют значительные размеры, существенно превышающие зазоры в традиционных надбандажных уплотнениях. Несмотря на это, экономичность новых уплотнений находится на уровне старых. В то же время наличие больших радиальных зазоров практически исключает задевание и повреждение усиков в любых наиболее сложных условиях работы турбины, обеспечивая тем самым сохранение экономичности работы уплотнений (расчетной протечки пара) в процессе длительной эксплуатации. Благодаря этому установка новых надбандажных уплотнений целесообразна не только в турбинах, где имеется опасность воз-

никновения низкочастотной вибрации, но и на других турбинах.

Конструкция новых уплотнений и их основные размеры для ЧВД турбины Т-250-240 у бандажей, фрезеруемых заодно с лопатками и устанавливаемых на заклепках, видны на рис. 5.8, а и б. Осевые зазоры у крайних усиков выполняются одинаковыми, радиальные зазоры у всех усиков — в соответствии с указанным выше соотношением.

Сопловые аппараты регулирующих ступеней ЧВД в рассматриваемых турбинах имеют четыре сегмента. Лопатки, образующие профильную часть соплового канала, фрезеруются заодно с корпусом сегмента и покрываются вставками, которые привариваются к лопаткам и корпусу, после чего к сегменту приваривается обод, а в турбине Т-100-130 и уплотнительное кольцо (рис. 5.9).

Окончательная обработка сегментов производится после сварки. Поверхности канала азотируются, что повышает их стойкость к воздействию парового потока и попадающих в него твердых частиц.

Сопловые сегменты заводятся в пазы сопловых коробок и стопорятся каждый одним штифтом. Торцы пазов уплотняются специальными шпонками. Для шпонок подобран материал (сталь Х18Н9Т), коэффициент линейного расширения которого больше, чем у материала сопловых коробок (сталь 15Х1М1ФЛ). Благодаря этому при работе турбины, когда в сопловой аппарат поступает горячий пар, короткие шпонки, расширяясь, нажимают на длинные шпонки, уплотняя тем самым торцевые зазоры. Между короткими шпонками в сопловой сегмент вставляется распорный штифт, выполненный из того же материала, что и шпонки. Штифт выдвигает короткие шпонки, способствует более плотному их прижатию к стенкам паза. Зазоры по шпонкам указаны на рисунке, стыки коротких и длинной шпонки пригоняются без зазора.

Направляющий аппарат двухвального регулирующего колеса ЧВД

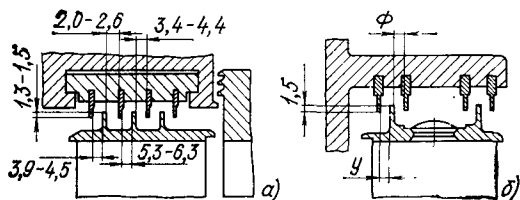


Рис. 5.8. Осерадиальное уплотнение турбины Т-250-240:

а — регулирующая ступень; б — ступени давления; для 2-6 — ступеней: $y=4,5$ мм, $\phi=2,5$ мм; для 7-12 — ступеней: $y=4$ мм, $\phi=3$ мм)

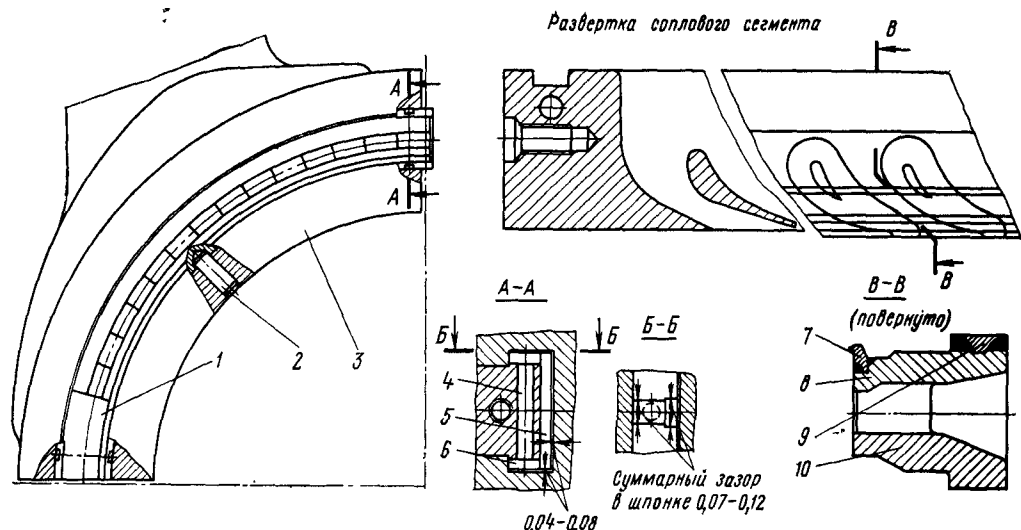


Рис. 5.9. Сопловой аппарат:

1 — сопловой сегмент; 2 — штифт стопорный; 3 — сопловая коробка; 4 — штифт распорный; 5 — шпонка уплотняющая; 6 — шпонка уплотняющая малая; 7 — уплотнительное кольцо; 8 — вставка; 9 — обод; 10 — сегмент с лопатками

турбины Т-100-130 (см. рис. 5.7) имеют обойму из двух половин с пазом под Т-образный хвостовик направляющих лопаток. К обойме на болтах крепятся полукольца для направления потока пара, выходящего из ступени. Направляющие лопатки объединяются в пакеты по 10 лопаток ленточным бандажом, приклепываемым к каждой лопатке. Между стыками банджа выдерживается тепловой зазор ($1 \pm 0,25$) мм. Лопатки, находящиеся около разъема направляющего аппарата, закрепляются штифтами. Половины направляющего аппарата подвешиваются у горизонтального разъема цилиндра на приваренных к ним Г-образных лапках. Поперек зуба каждой лапки установлена планка, привинченная к цилиндру, которая предохраняет направляющий аппарат от деформации.

Направляющие лопатки сварных диафрагм выполняются с постоянным профилем по высоте, за исключением утолщения выходной кромки на участках, входящих в привариваемые к лопаткам бандажу. Переменный профиль имеет только направляющие лопатки сварной диафрагмы последней ступени турбины ПТ-135-130.

5.6. Подшипники

В паровых турбинах применяются опорные подшипники скольжения и упорные подшипники сегментного типа (с упорными колодками). Надежная работа и тех и других обеспечивается при создании масляного клина. Каждый подшипник состоит из вкладыша и корпуса. Имеются подшипники, корпуса которых устанавливаются на свои фундаментные рамы без жесткого соединения с цилиндрами турбины; корпуса других подшипников непосредственно варены в цилиндры, составляя с ними одно целое.

В корпусах некоторых подшипников, а также на их крышках устанавливается ряд узлов системы регулирования, автоматики, контроля и др. В связи с этим такие подшипники называют соответствующими блоками, например — блок переднего подшипника.

Вкладыши

В турбоагрегатах с турбинами ПО ТМЗ вкладыш одного из подшипников выполняется опорно-упорным, вкладыши остальных — только опорными. В табл. 5.2 приведены основные размеры (диаметр внутренней

Таблица 5.2. Основные размеры (диаметр и длина) вкладышей, мм

Марка турбины	Вкладыши							
	1	2	3	4	5	6	7	8
T-100-130	Ø 240, l=200	Опорно-упорный Ø 280, l=240	Ø 300, l=240	Ø 360, l=290			Ø 325, l=400	—
P-100-130			Ø 325, l=400	—	—	—	—	—
ПТ-130-130			—	—	Ø 350, l=400	—	—	—
T-175-130		Опорно-упорный Ø 330, l=300	Ø 360, l=290	Ø 435, l=320			—	—
T-250-240							—	Ø 450, l=450

Примечание. В турбине Т-175-130 передний подшипник генератора в выхлопной части турбины не устанавливается.

расточки и длина опорной части) вкладышей в турбинах различного типа. Нумерация вкладышей идет от переднего подшипника к генератору, последний вкладыш у всех турбин, кроме турбины Т-175-130, предназначен для вала генератора.

Опорные вкладыши, за исключением нескольких вкладышей турбины Т-250-240, выполняются одноклиновыми. В турбине Т-250-240 четыре первых вкладыша выполнены двухклиновыми. Все вкладыши турбины Т-250-240 имеют каналы для подвода масла из бачков аварийного масло-

снабжения. В остальном опорные вкладыши конструктивно однотипны и состоят из двух отлитых из чугуна половин, скрепляемых четырьмя болтами 10 (рис. 5.10).

Плоскости разъема вкладыша пригоняются по краске без зазора. Для предотвращения смещения половин относительно друг друга в поперечном направлении они имеют замок.

Все опорные вкладыши имеют так называемую лимонную расточку, при которой зазор между вкладышем и ротором по бокам больше, чем сверху. Зазоры для различных вкладышей приведены в табл. 5.3.

По внутреннему диаметру обе половинки вкладыша заливаются баббитом Б-83. Применение баббита Б-16 для заливки даже верхней половины недопустимо. Толщина слоя баббита 5—6 мм. Надежное крепление баббита обеспечивается выполнением на заливаемой поверхности вкладыша кольцевых и продольных пазов типа ласточкин хвост.

В расточке корпуса подшипника вкладыш устанавливается на подушках 3, три из которых крепятся на нижней половине и одна на верхней. Под каждую подушку помещаются прокладки 4, изменением толщины которых производится центровка вкладыша и достигается необходимый

Таблица 5.3. Верхние и боковые зазоры между вкладышем и ротором

Размер вкладыша, мм	Зазор, мм	
	верхний	боковой
Ø 240, l=200 ¹	0,20—0,30	0,425—0,525
Ø 240, l=200	0,25—0,35	0,50—0,55
Ø 280, l=240 ²	0,30—0,40	0,55—0,60
Ø 300, l=240	0,30—0,40	0,57—0,62
Ø 325, l=400	0,40—0,48	0,65—0,69
Ø 330, l=300 ^{1,2}	0,30—0,40	0,65—0,70
Ø 330, l=300 ²	0,35—0,45	0,67—0,72
Ø 360, l=290 ¹	0,30—0,40	0,65—0,70
Ø 360, l=290	0,35—0,45	0,67—0,72
Ø 435, l=320	0,70—0,80	0,85—0,90
Ø 450, l=450	0,75—0,90	0,825—0,90

¹ Вкладыш турбины Т-250-240.

² Вкладыш опорно-упорный.

натяг при установке крышки. В окончательно отцентрированном вкладыше под каждой подушкой должно быть не более двух стальных прокладок толщиной не менее 1 мм. Подушки и прокладки должны быть тщательно притянуты болтами. При подгонке необходимо обеспечить прилегание подушек по всей опорной поверхности. Для надежного контакта боковых подушек с расточкой корпуса следует до укладки ротора во вкладыш выдержать под нижней подушкой зазор 0,05—0,07 мм. После укладки ротора зазор должен выбираться. Все опорные вкладыши устанавливаются в корпусе плотно, с натягом за счет обжатия крышек.

В осевом направлении вкладыши фиксируются двумя прямоугольными лапками, закрепляемыми винтами в пазах корпуса с каждой стороны вкладыша. Суммарный зазор с обеих боковых сторон лапки во вкладыше дол-

жен быть 0,05—0,1 мм, в корпусе — не более 0,1 мм, зазор снизу лапки во вкладыше и сверху лапки в корпусе — 0,1—0,15 мм.

Масло к вкладышу подводится через отверстие в одной из боковых колодок и по залитой в нижней половине трубки 6 подается к разьему. Необходимое количество подводимого масла обеспечивается установкой под колодкой диафрагмы 5 с отверстием требуемого диаметра. У разьема в верхней половине вкладыша над подводящей трубкой выполняется расширяющийся к внутренней расточке канал, по которому масло поступает к шейке ротора. Подвод масла осуществляется с левой стороны вкладыша (если смотреть на него со стороны переднего подшипника), и вращающийся по часовой стрелке ротор захватывает его, поднимает вверх и переносит направо к нижней половине, где образуется масляный клин.

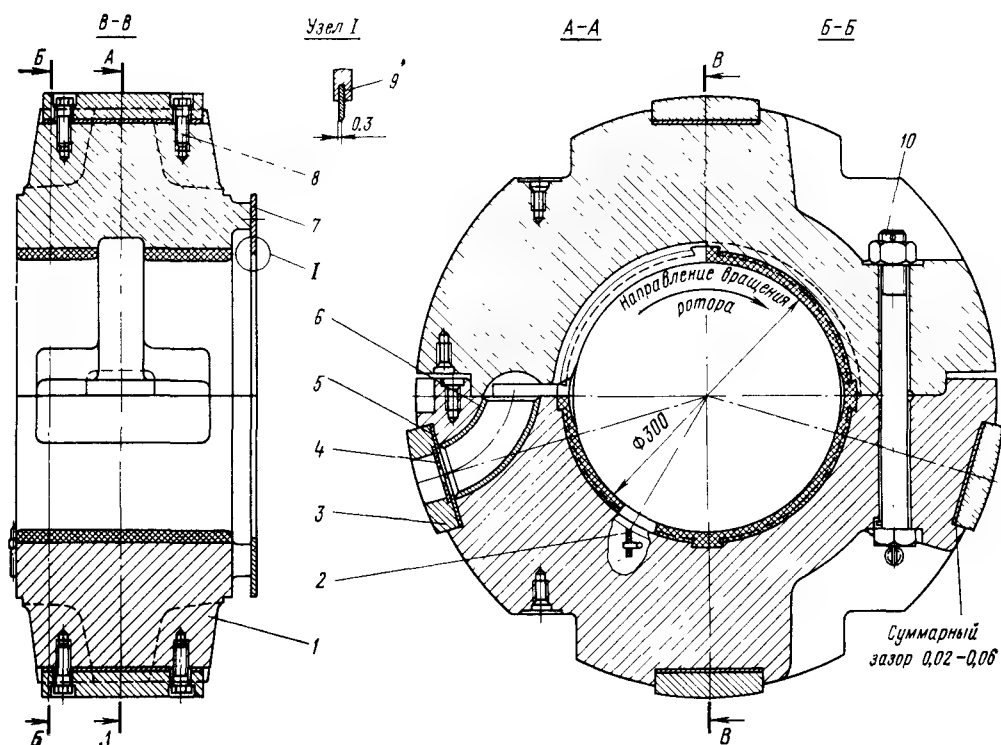


Рис. 5.10. Вкладыш опорный (одноклиновой):

1 — нижняя и верхняя половинки вкладыша; 2 — термометр сопротивления; 3 — подушка установочная; 4 — прокладка; 5 — диафрагма; 6 — труба; 7 — кольцо маслозатяжное; 8 — болт подушки; 9 — сегмент уплотнения; 10 — стяжной болт

Для уменьшения сопротивления протеканию масла в середине верхней половины вкладыша по всей его полуокружности делается проточка, по глубине превышающая толщину баббитовой заливки. Проточка уменьшает эффективность масляного клина в верхней половине вкладыша, и поэтому вкладыш работает как одноклиновой.

В двухклиновом вкладыше в верхней половине проточка не выполняется, и баббитовая заливка, как и в нижней половине, имеет сплошную поверхность. Благодаря этому при относительно небольшом верхнем зазоре масло, захватываемое ротором с левой стороны, создает масляный клин в верхней половине вкладыша над ротором. В верхней половине вкладыша там, где у одинакового вкладыша была проточка, в двухклиновом вкладыше делается один или два закрытых канала. По каналу масло с левой стороны вкладыша подается к правому карману, захватывается ротором и создает в нижней половине второй масляный клин.

Из вкладыша масло вытекает по обоим его торцам. Для предотвращения выбивания масла сильной струей вдоль вала на одном или обоих торцах вкладыша на бурте, имеющем внизу широкий паз, закреплено маслозащитное кольцо (маслоотбойный щиток). Благодаря этому основная часть масла из вкладыша сразу направляется вниз, и к масляным уплотнениям, установленным в корпусе, попадает только некоторая его часть.

В турбинах ПО ТМЗ применяются два типа комбинированных опорно-упорных подшипников: односторонний, с одним упорным гребнем на роторе, и двухсторонний, с двумя упорными гребнями. Односторонний подшипник устанавливается в турбине Т-100-130, в остальных турбинах применяются двухсторонние подшипники. В двухстороннем подшипнике колодки расположены симметрично и имеют одинаковые размеры. Последнее является благоприятным для восприятия осевых усилий, которые в крупных, особенно теплофикацион-

ных турбинах, могут изменять свое направление при изменении режима работы турбины. Этот подшипник в отличие от одностороннего не имеет большой консоли, что делает ненужной установку пружинной опоры, в нем более просто организуется подвод масла к обоим рядам колодок. Однако колодки одинаковых размеров в обоих рядах могут быть выполнены и в одностороннем подшипнике. В то же время двухсторонний подшипник требует некоторого усложнения ротора из-за выполнения на нем двух упорных дисков; благодаря наличию двух упорных дисков подшипник имеет повышенные потери мощности на трение дисков о масло.

На рис. 5.11 представлен комбинированный односторонний опорно-упорный вкладыш турбины Т-100-130, который имеет изготавливаемые из стали опорно-упорный вкладыш 2 и обойму 1 со сферическим гнездом, в которую вставляется сферическая часть вкладыша. Вкладыш и обойма выполняются из двух половин, скрепляемых болтами и шпильками 18. Фиксация половин друг относительно друга у обоймы производится штифтами 16, а у вкладыша — призонной частью болтов.

Для того, чтобы не увеличивать расстояния между опорами ротора ВД, опорная часть вкладыша обращена в сторону его рабочих колес. Обойма вкладыша устанавливается в расточку корпуса подшипника; паз на наружной поверхности обоймы охватывает расточку, закрепляя вкладыш в корпусе. С двух сторон в паз вставляются установочные кольца 7, за счет подгонки их толщины производится установка вкладыша, а следовательно, и роторов турбины в необходимое осевое положение. Кольцо выполняется из трех частей, две нижние части имеют по наружной поверхности зубцы, позволяющие вытаскивать их при разборках. Суммарный осевой зазор между кольцами и корпусом подшипника не должен превышать 0,1 мм. Центровка вкладыша производится подгонкой прокладок 5 под шестью опорными подушка-

ми 6 (по три в каждой половине обоймы), плотно пригнанными к опорной поверхности корпуса. При затянутой крышке подшипника обойма должна иметь натяг 0,7—0,12 мм.

Опорная часть вкладыша помещается внутри обоймы, упорная часть является консольной, под ней размещен пружинный амортизатор. Изменением натяга его пружины 20 вкладыш устанавливается в соответствии с осью свободно лежащего ротора. В таком положении верхняя половина обоймы фиксирует вкладыш за счет натяга, равного 0,02—0,06 мм. Под верхней подушкой в обойме установлен предохранительный стопор 4, входящий в паз на сферической части вкладыша.

Упорная часть вкладыша имеет два ряда колодок, расположенных по обеим сторонам упорного диска.

Поскольку первоначально упорный диск на всех турбинах был насадным, это предопределило разные размеры упорных колодок с каждой его стороны.

Колодки малые 12 и большие 10 выполняются из бронзы ОФ-10-1. Рабочие поверхности колодок заливаются баббитом Б-83, толщина слоя баббита 1,5 мм. Выбранный материал колодок позволяет при аварийном подплавлении баббита продолжать выполнять им свои функции, предотвращая дальнейшее развитие аварии. Опорная площадка колодки параллельна второй по ходу вращения диска боковой плоскости колодки и расположена ближе к ней. Это обеспечивает лучший поворот колодки набегающим потоком масла, что необходимо для создания масляного клина между колодкой и упорным гребнем.

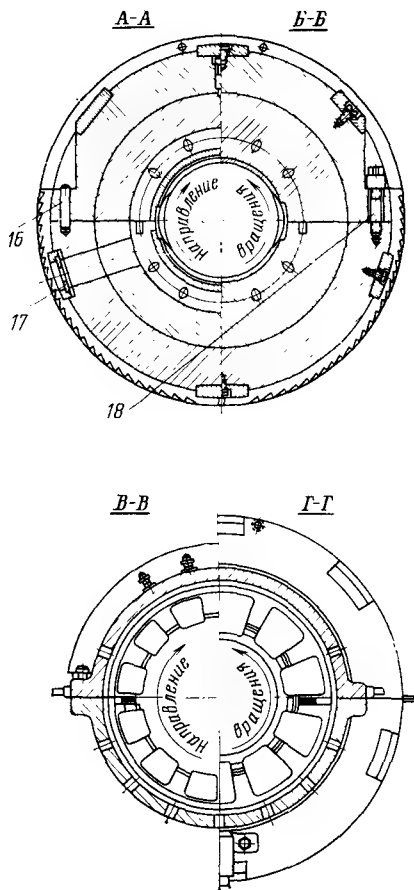
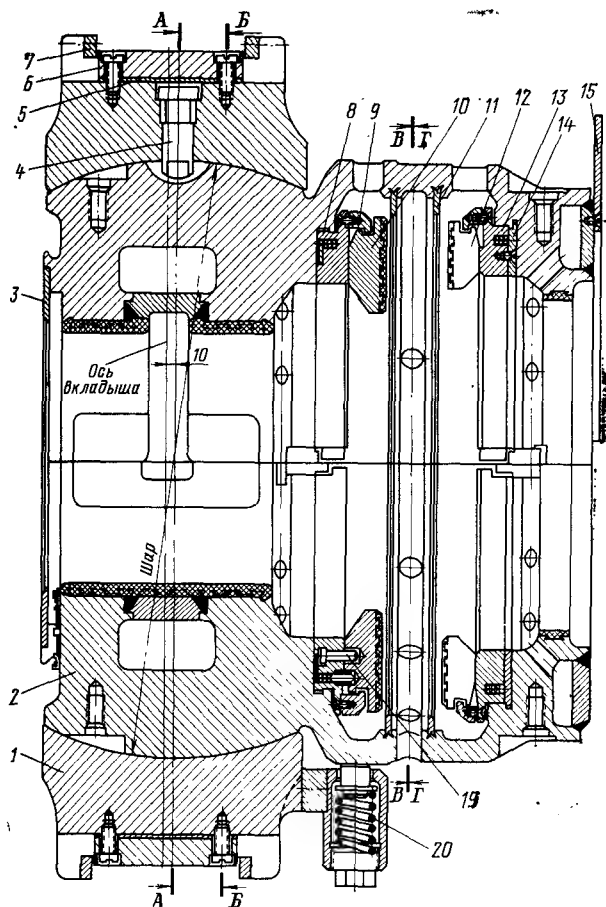


Рис. 5.11. Вкладыш опорно-упорный (односторонний)

Колодки опираются на опорные кольца 8 и 13, выполняемые из двух половин, и удерживаются на них полукольцами с зубом 9, входящим в паз на колодках, и пальцами 19, входящими в отверстия на опорных площадках. К одному из опорных колец винтами крепится установочное кольцо 14, за счет подгонки его толщины выдерживается осевой разбег между упорным диском и колодками, равный 0,5—0,6 мм. Непараллельность опорных плоскостей кольца не должна быть более 0,02 мм. Залитая баббитом поверхность колодок пришабровывается к упорному диску, при этом разнотолщинность колодок на одном кольце не должна превышать 0,01 мм.

Опорная часть вкладыша выполнена аналогично вкладышам опорных подшипников. Имеющееся отличие в подводе масла заключается в том, что до выхода во внутреннюю полость вкладыша масло проходит кольцевую камеру, из которой оно направляется как к опорной части вкладыша, так и к расположенным рядом упорным колодкам, для чего в камере по окружности имеется ряд отверстий.

К колодкам, расположенным с другой стороны упорного диска, масло подается из другой кольцевой камеры, к которой оно подводится двумя трубами. Под фланцами труб, также как и на основном подводящем канале, устанавливаются диафрагмы 17, ограничивающие расход масла.

Масло от колодок отводится через отверстия в верхней части вкладыша. Для уменьшения потерь мощности от трения упорного диска о масло напротив его краев во вкладыше установлены уплотнительные усики 11, препятствующие попаданию большого количества масла на наружную поверхность диска. Масло, попавшее в образовавшуюся камеру, вытекает через отверстия в ее нижней части. На торцах вкладыша установлены маслозащитное кольцо 3 и маслоотбойный щиток 15.

На рис. 5.12 показан комбинированный двухсторонний опорно-упорный вкладыш турбины Т-250-240. Наиболее существенные его отличия от од-

ностороннего вкладыша видны из рисунка. Среди них следует отметить, что опорная часть вкладыша выполнена двухклиновой. Подвод масла во вкладыш осуществляется сверху, через аварийный бачок. Попав в основной кольцевой канал, масло поступает к масляным карманам с правой и левой стороны опорной части, входит в масляный зазор и образует сверху и снизу масляный клин. К обоим рядам упорных колодок масло подается из основного кольцевого канала симметрично через сверления.

В аварийной ситуации масло к опорной части и упорным колодкам подается из аварийного бачка через две трубки. Из правой трубки оно по дуговому каналу поступает к правому масляному карману, а из левой — через поперечный канал к двум кольцевым каналам на наружной поверхности шаровой части вкладыша, а затем через косые сверления в кольцевые каналы на торцевой части вкладыша и калиброванные отверстия к каждой колодке.

Турбины Т-175-130, ПТ-135-130 и Р-100-130 также имеют комбинированный двухсторонний опорно-упорный вкладыш. В отличие от вкладыша турбины Т-250-240 его опорная часть выполнена одноклиновой. Подвод масла выполнен, как у турбины Т-100-130, в основной кольцевой канал, из которого масло подается к опорной части и упорным колодкам.

В нижней половине каждого опорного вкладыша установлен термометр сопротивления, размещаемый на глубине примерно 13 мм от расточки вкладыша, под углом 30° от вертикальной оси, в месте наименьшей толщины масляного клина (см. рис. 5.10). Термометры сопротивления установлены также в каждой упорной колодке. Чтобы не происходило обрыва, провода проходят из колодки в опорное кольцо через втулку, расположенную на оси опорной площадки колодки. В колодке термометр сопротивления размещен в слое баббита на глубине 2,5 мм со стороны, которая во время работы турбины находится наиболее близко к упорному диску. Если тем-

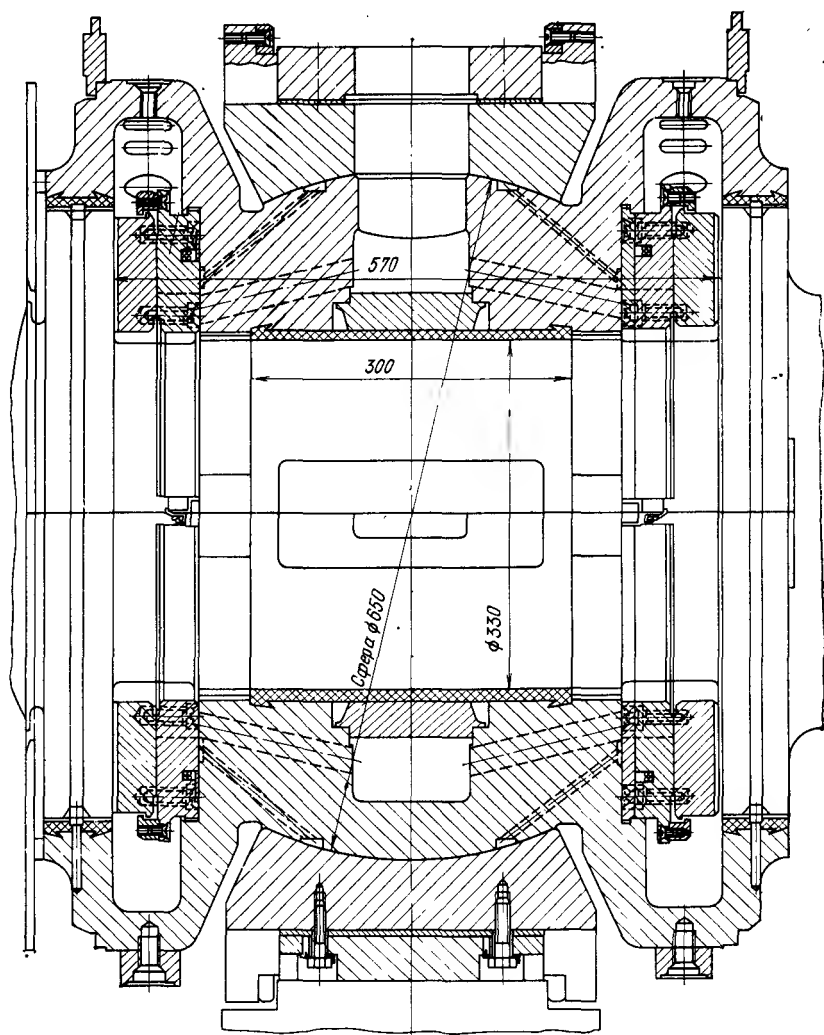


Рис. 5.12. Вкладыш опорно-упорный (двухсторонний)

пература какой-либо колодки отличается от температуры других колодок, то следует проверить правильность ее изготовления и установки. Если же наибольшую разность температур имеют диаметрально расположенные колодки, причем разность плавно уменьшается на колодках, расположенных справа и слева от этого диаметра, то либо вкладыш установлен с перекосом, либо опорное кольцо выполнено разной толщины с противоположных сторон и его опорные поверхности непараллельны. Перекос вкладыша происходит также при кручении ригеля, на котором установлен корпус подшипника.

Масляные уплотнения

В корпусах подшипников в местах прохода через них роторов установлены масляные уплотнения (рис. 5.13), состоящие из двух соединенных между собой маслозащитных колец, выполненных из двух половин, в которые зачеканены латунные усики. Внутреннее кольцо имеет три усики, наружное — два. После первого усика каждого кольца, в нижней их части, имеются отверстия, по которым сливается скапливающееся масло из внутреннего кольца прямо в корпус, а из наружного — в камеру, образованную между кольцами. Для

стока масла из камеры в ней выполнено отверстие большого сечения, прикрытое снаружи щитком, препятствующим попаданию в камеру струй и брызг масла из корпуса.

Для уменьшения количества масла, попадающего в уплотнения, на роторе выполнены маслоотбойные гребни. Уплотнения устанавливаются в расточках торцевых стенок корпусов подшипников. Верхние и нижние половины уплотнений не скрепляются между собой, поэтому плотность их зависит от качества пригонки плоскостей разъема уплотнения, а также корпуса и крышки подшипника. Пригонка должна выполняться так, чтобы при наложении крышка плотно сжимала половинки колец без зазора в ее разъеме около уплотнения.

Для лучшего обжатия уплотнения по наружной поверхности его паза может укладываться асбестовый шнур.

Плотность уплотнения зависит также от бокового зазора между пазом уплотнения и узлом в корпусе, зазор не должен превышать 0,15 мм. Зазор между усиками уплотнений и ротором должен быть в пределах 0,15—0,30 мм. С целью предупреждения возможности задевания роторов о стальные детали уплотнения, а также исключения повреждения роторов при задевании об усики необходимо: выполнять усики из мягкой латуни Л63 и Л68; не допускать во время ремонта установки усиков из нагартованного металла; иметь высоту усиков 7,5 мм, причем неконцентричность их расточки относительно стального кольца не должна быть более 0,5 мм; проверять тщательно все зазоры между ротором и уплотнением, особенно между маслоотбойными гребнями и кольцами, а также между гребнями и маслоотбойными щитками на вкладышах, при этом сле-

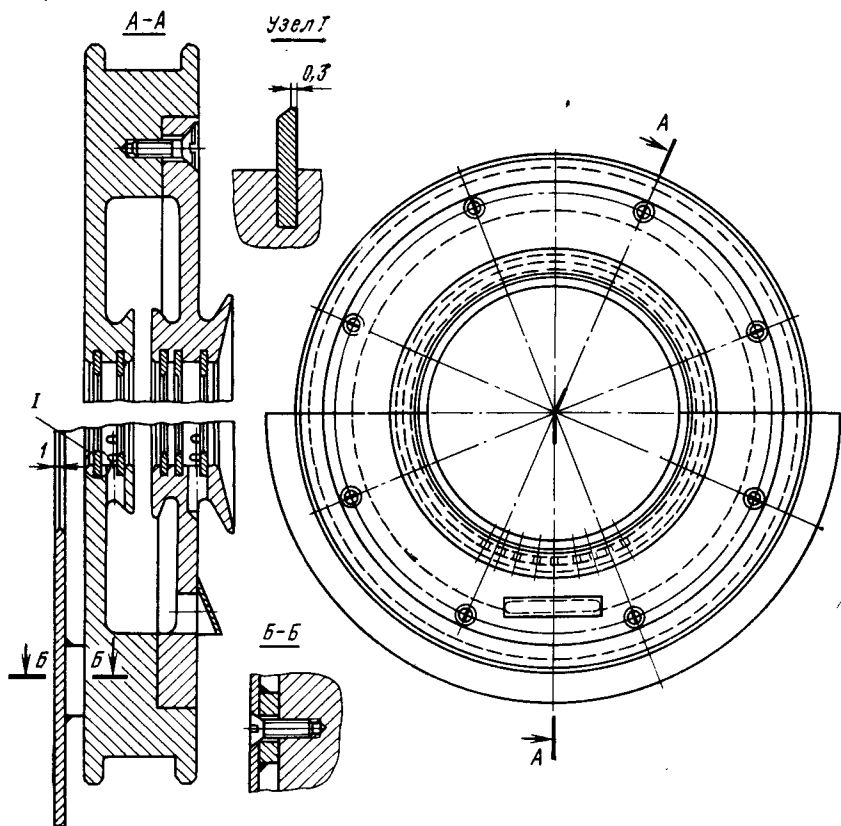


Рис. 5.13. Масляные уплотнения

дует проверить, что верхняя и нижняя половины щитка лежат в одной плоскости и соединяются без уступа.

Корпус подшипника

Все корпуса подшипников рассматриваемых турбин выполняются сварными. Сварные корпуса по сравнению с литыми имеют некоторые преимущества по качеству изготовления, технологичности, надежности и удобству эксплуатации.

Сварной корпус переднего подшипника (рис. 5.14) позволяет существенно упростить сборку узлов и монтаж маслопроводов внутри него. В принятой для всех турбин, кроме турбины Т-250-240, конструкции трубы внутреннего маслопровода и маслораспределительная коробка с обратным клапаном сварены в промежуточную плиту, на которую устанавливается блок регуляторов, сервомотор регулирующих клапанов ЧВД, насосная группа, золотники автомата безопасности и другие узлы. Поскольку все трубы большого диаметра подводятся к узлам через опорные фланцы, монтаж узлов и маслопровода сведен в основном к установке узлов.

С обеих сторон корпусов подшипников на опорных площадках закрепляются поперечные шпонки (см. рис. 5.1), на которые опираются лапы цилиндров, на шпонке устанавливается Г-образный зажим.

Шпонки и зажимы крепятся к площадкам корпуса и друг с другом призонными шпильками. На шпонках под лапами имеются круглые подкладки из стали с большой твердостью, на которые опираются устанавливаемые в отверстиях лап во время монтажа динамометры. Для контроля за поперечным тепловым расширением цилиндров на лапах и зажимах устанавливаются штифты. Расширение измеряется по изменению зазора между штифтами. Как отмечалось ранее, для уменьшения расцентровки шпонки охлаждаются водой, проходящей по Г-образному каналу. Также для уменьшения расцентровки и уменьшения нагрева корпусов подшипников и протекающего в них масла со

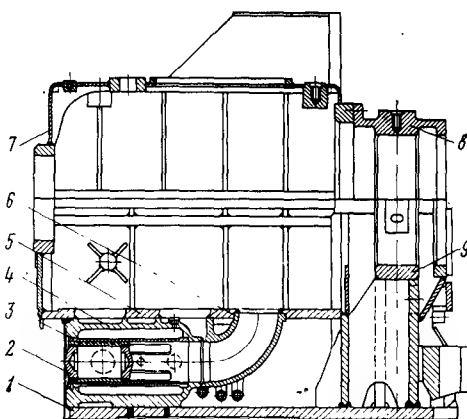


Рис. 5.14. Сварной корпус переднего подшипника:

1 — плита нижняя; 2 — клапан; 3 — буска; 4 — маслораспределительная коробка; 5 — плита средняя; 6 — патрубок подвода; 7 — крышка; 8 — крышка вкладыша (литая); 9 — опора вкладыша

стороны горячих цилиндров к корпусам крепятся экраны. К торцевым стенкам корпусов крепятся траверсы, к которым приварены вертикальные шпонки.

В турбине Т-250-240 к крышкам отдельно стоящих корпусов подшипников приварены бачки аварийного маслоснабжения.

Фундаментные рамы под корпусами подшипников выполняются чугуными. Цилиндры при тепловом расширении или сокращении либо толкают, либо тянут корпуса подшипников, перемещая их по фундаментным рамам. С боковых сторон корпусов на фундаментных рамах закреплены по две Г-образные планки. Опорная поверхность корпуса должна быть пригнана к фундаментной раме, между ними не должен проходить щуп толщиной 0,05 мм. Перемещение корпусов подшипников, равное тепловому расширению цилиндров, замеряется приборами, устанавливаемыми на фундаментных рамах.

5.7. Валоповоротное устройство

Валоповоротное устройство расположено на крышке заднего подшипника, во время пуска и останова турбины оно вращает валопровод с частотой 3—4 об/мин, обеспечивая равно-

мерный прогрев и остывание роторов, что предотвращает их тепловой прогиб. Валоповоротное устройство используется также при ремонтах и настройке автомата безопасности.

В рассматриваемых турбинах применяются устройства с электродвигателями двух мощностей: более мощные устанавливаются на турбинах Т-250-240 и Т-175-130, имеющих тяжелые валопроводы. Двигатели большей мощности выбраны и с большей частотой вращения, что позволяет валоповоротные устройства обоих вариантов выполнить примерно одинаковых габаритов, но с разным передаточным отношением редукторов.

Валоповоротное устройство турбин Т-100-130, ПТ-135-130 и Р-100-130 изображено на рис. 5.15. Устройство включает в себя электродвигатель переменного тока мощностью 22 кВт с частотой вращения 730 об/мин, редуктор и механизм дистанционного и ручного управления. Электродвигатель 15 соединяется с редуктором муфтой 16 с эластичными втулками. Редуктор имеет две ступени: первую — червячную, с передаточным отношением 1 : 45, вторую — зубчатую, с передаточным отношением 28 : 132, суммарное передаточное отношение 1 : 212.

В валоповоротном устройстве турбин Т-250-240 и Т-175-130 установлен двигатель мощностью 40 кВт с частотой вращения 1460 об/мин, редуктор имеет три ступени: первую — червячную, с передаточным отношением 1 : 40, вторую и третью — зубчатые с передаточными отношениями соответственно 18 : 50 и 25 : 88, суммарное передаточное отношение равно 1 : 392.

Червяк 7, ведущая шестерня 4 и вал червячного колеса 3 выполняют из стали 40Х, причем две последние детали имеют азотированные рабочие поверхности. Червячное колесо имеет обод из бронзы ОФ-10-1 и ступицу из стали и жестко закреплено на валу шпонкой и гайкой. Ведущая шестерня может перемещаться вдоль вала червячного колеса по шлицевому соединению с двойным винто-

вым зубом с помощью рычагов, закрепленных на валу 11. Из двух рычагов, расположенных снаружи, один (10) предназначен для ручного перемещения шестерни, а другой (12) — для ее перемещения сервомотором.

На одном из концов червяка закреплена муфта, соединяющая его с мотором, а на другом — маховик 18, позволяющий проворачивать ротор вручную. Червяк и вал червячного колеса имеют шариковые подшипники. Зацепление зубчатой и червячной пар и подшипники смазываются маслом из системы смазки. Масло подводится через специальный выключатель, золотник которого поворачивается валом рычагов. Выключатель обеспечивает подачу масла во время работы валоповоротного устройства и отключает подачу при останове валоповорота.

Выходы червяка через корпус валоповорота уплотняются резиновыми манжетами, обеспечивающими герметичность уплотнения.

Масляный сервомотор 5 предназначен для дистанционного включения валоповорота и выполнен поршневым с односторонним подводом масла, которое подается от линии смазки.

В выключенном состоянии валоповоротного устройства ведущая шестерня сдвинута в сторону регулятора частоты вращения до упора в кольцо на валу червячного колеса, между зубцами шестерен обеспечивается зазор 3—5 мм. В этом положении шестерня удерживается пружиной 13, помещенной в стакан, который давит снизу на короткий наружный рычаг и через вал и внутренний рычаг 14 — на шестерню.

При дистанционном включении валоповорота реле включает электромагнит 6, который поднимает золотник сервомотора; масло поступает в полость над поршнем сервомотора, и поршень начинает опускаться. Нижний конец штока поршня, пройдя 3—5 мм, нажимает на стакан пружины, а когда поршень проходит 5—7 мм, амортизирующее устройство штока начинает нажимать на короткий наружный рычаг сверху, поворачи-

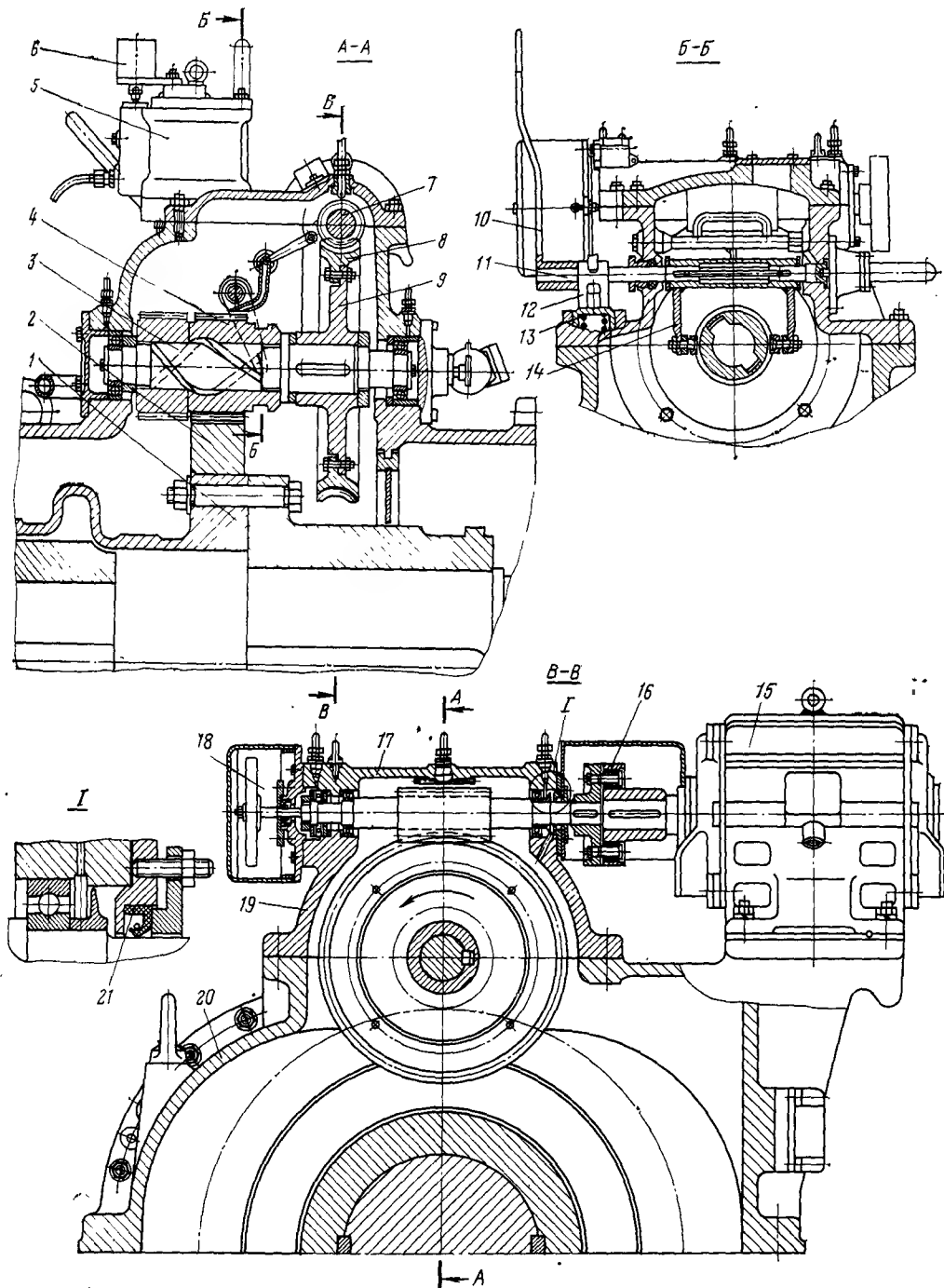


Рис. 5.15. Валоповоротное устройство:

1 — соединительная часть муфты; 2 — шестерня ведомая; 3 — вал червячного колеса; 4 — шестерня ведущая; 5 — сервомотор; 6 — электромагнит; 7 — червяк; 8 — обод червячного колеса; 9 — ступица червячного колеса; 10 — рычаг наружный; 11 — вал рычагов; 12 — рычаг; 13 — пружина; 14 — рычаг внутренний (вилочный); 15 — электродвигатель; 16 — муфта; 17 — крышка червяка; 18 — маховик; 19 — крышка червячного колеса; 20 — крышка заднего подшипника; 21 — манжета резиновая армированная

чвает его и вал рычагов с внутренним рычагом, который смещает ведущую шестерню в сторону генератора. Зубья шестерен либо упираются друг в друга торцами, либо входят в зацепление до 5—10 мм. Войти в зацепление больше они не могут, так как из-за винтовых шлицев поступательное движение ведущей шестерни ограничивается тем, что она одновременно поворачивается, и, как только зазор между поверхностями зубцов выбирается, дальнейшее движение ведущей шестерни прекращается, ибо повернуть ведомую шестерню вместе с валопроводом сервомотор не в состоянии. В обоих случаях движение рычагов также прекращается, в то время как под действием давления масла поршень сервомотора продолжает опускаться, сжимая пружину амортизирующего устройства. Через 8—9 с после нажатия кнопки срабатывает реле времени, включая через магнитный пускатель двигатель валоповоротного устройства. Если зубцы упирались торцами, то при повороте ведущей шестерни, как только зубцы разойдутся, они вталкиваются в зацепление амортизирующим устройством. Для лучшего захода зубцов на их торцевой поверхности делаются скосы.

При дальнейшем повороте ведущая шестерня втягивается в полное зацепление и доходит до упора в борт на валу червячного колеса, сжимая через рычаги пружину в стакане. Когда шестерня входит в зацепление на 15—25 мм, выступ наружного рычага перестает нажимать на конечный выключатель, и он замыкает пусковую цепь двигателя помимо реле времени, одновременно размыкая цепь электромагнита. В это время зажигаются две сигнальные лампы, сигнализирующие, что произошло зацепление шестерен и валоповоротное устройство работает. Золотник и поршень сервомотора возвращаются в исходное положение, и в дальнейшем поршень не препятствует выходу шестерни из зацепления.

Расцепление шестерен происходит, как только при подаче пара в трубину

частота вращения валопровода становится больше той, которую ему сообщало валоповоротное устройство. При этом за счет винтовых шлицев ведущая шестерня выталкивается из зацепления и сжатой ранее в стакане пружинной доводится до упора в сторону регулятора, а выступ наружного рычага нажимает на конечный выключатель, останавливая мотор.

В электросхеме валоповоротного устройства имеется реле времени, позволяющее автоматически включать валоповорот каждые 15 мин. Выключение валоповорота при этом происходит от другого реле, включаемого контактами указателя угла поворота ротора. Эти контакты замыкаются при повороте ротора на 180° (примерно через 7 с).

Валоповоротное устройство можно включить кнопкой по месту с автоматическим введением в зацепление зубчатой пары или вручную, воздействуя на маховик. При этом благодаря наличию блокировки, пока открыт кожух маховика, включить мотор валоповорота нельзя. Когда ротор турбины не вращается, с помощью маховика можно вывести шестерню из зацепления.

5.8. Парораспределение

Органы парораспределения, применяемые ПО ТМЗ, можно разделить на две основные группы: регулирующие клапаны и регулирующие диафрагмы. Каждый вид органов парораспределения имеет свои преимущества, определяющие их применение в тех или иных конкретных условиях.

Регулирующие клапаны, особенно односедельные, могут быть выполнены достаточно плотными, с минимальными протечками даже при установке их на паре высокого давления. С помощью регулирующих клапанов практически просто осуществляется сопловое регулирование расхода пара и могут быть получены необходимые расходные характеристики. Регулирующие диафрагмы обладают меньшей плотностью, для их переме-

щения необходимы большие усилия, однако они могут размещаться внутри проточной части турбины без существенного увеличения размеров цилиндров. Регулирующие диафрагмы при соответствующем исполнении могут обеспечить как дроссельное, так и сопловое регулирование, причем отдельные наиболее сложные конструкции по расходным характеристикам заменяют до четырех клапанов.

Парораспределение части высокого давления у всех турбин выполняется клапанным, а в парораспределении ЧНД применяются регулирующие диафрагмы. Парораспределение ЧСД выполняется как с регулирующими диафрагмами, когда ступени ЧВД и ЧСД находятся в одном цилиндре, так и с клапанами, когда подвод пара в ЧСД находится в начале цилиндра.

Регулирующие клапаны

В турбинах ПО ТМЗ мощностью 40 МВт и более, кроме турбины Т-250-240, имеются четыре регулирующих клапана свежего пара, расположенных на ЦВД. При таком размещении пар в сопловые коробки поступает непосредственно после клапанов. Отсутствие труб между клапанами и сопловыми коробками исключает вредное влияние на процессы регулирования пара, который содержался бы в их объеме. Два верхних клапана расположены на верхней половине цилиндра, а два боковых клапана подсоединены к нижней половине.

Для более равномерного прогрева цилиндра первым открывается правый боковой клапан (если смотреть на турбину со стороны переднего подшипника), затем — верхний левый, потом — верхний правый и боковой левый. Нумерация клапанов идет в порядке их открытия. С целью уменьшения сечения перепускной трубы от стопорного клапана к паровой коробке первого клапана и улучшения условий прогрева пар к ней подводится и от паровой коробки четвертого клапана. Таким образом, пар к первому клапану подходит сразу по двум

перепускным трубам, при этом паровая коробка четвертого клапана и перепускная труба от стопорного клапана к нему все время находятся в прогретом состоянии.

Линейность расходной характеристики клапанов от хода поршня перемещающегося их сервомотора достигается как за счет профилировки кулачков распределительного устройства, так и за счет подбора начальных точек открытия клапанов. Начало открытия клапанов определяется также паровыми усилиями, действующими на регулиющую ступень.

В турбине Т-100-130 паровые коробки верхних клапанов приварены непосредственно к сопловым коробкам, а паровые коробки боковых клапанов привариваются к коленам, которые затем также привариваются к сопловым коробкам. Первые три клапана имеют диаметр 125 мм, а четвертый — 90 мм.

На рис. 5.16 представлен регулирующий неразгруженный клапан для турбин 40—100 МВт, его характерной особенностью является то, что боковые динамические нагрузки, передаваемые клапану 2 паровым потоком, в основном воспринимаются неподвижной буксой 5, расположенной в крышке 7, благодаря чему шток клапана 6 оказывается под действием незначительной части этих усилий. Динамические усилия, действующие на клапан, по возможности уменьшены за счет того, что направляющая поверхность клапана находится внутри буксы и на нее паровой поток не действует, причем чем больше открыт клапан, тем большая его часть входит внутрь буксы и тем меньшая его часть остается под воздействием потока. Для исключения возможности возникновения в потоке вихрей, которые также являются источником динамических усилий, передающихся на клапан, в паровых коробках верхних клапанов, напротив подводящего патрубка выполнено специальное ребро. За счет упорядочения потока пара снижаются также потери в клапанах. В паровых коробках боковых клапанов с противоположной стороны патрубков

подвода имеются патрубки перепускной трубы, благодаря чему закручивание потока не происходит.

Усилия от клапана передаются буксе через цилиндрические направляющие пояски *a* и *б*, расстояние между точками их соприкосновения с буксой всегда больше диаметра поясков, что позволяет им выдерживать значительные перекашивающие усилия. Зазор между направляющими поясками клапана и буксой 0,50—0,62 мм. Зазор между клапаном и буксой меньше зазора между втулкой *з* и штоком, поэтому ни перекашивающие усилия, ни усилия, перпендикулярные оси клапана, на шток не передаются. Для исключения вращения клапана тан-

генциальными силами потока на клапане между направляющими поясками выполнены два выступа *в*, входящие в пазы на буксе. В выступающей части буксы, охватывающей клапан, выполняются отверстия *г*, через которые пар поступает в полость над клапаном, гарантируя наличие парового усилия в сторону закрытия клапана даже в случае заноса солями зазора между клапанами и буксой. Втулка *8* насажена на одну резьбу с гайкой *12*, что исключило смятие упорных поверхностей втулки и штока. Зазор между штоком и буксой выполняется равным 0,30—0,40 мм. Для уменьшения проточек пара по зазору на штоке выполнено большое количество кольцевых канавок, образующих лабиринты. Рассматриваемые клапаны, как и все другие регулирующие клапаны завода, имеют в буксах три камеры отсоса, причем два верхних отсоса — вакуумные.

Основные детали клапанов изготовляются из жаропрочных сталей 2Х12ВНМФ, 15Х11МФ, 15Х1М1ФЛ.

Все регулирующие клапаны ЧВД имеют седла *1* диффузорного типа и вставляются в расточки цилиндров в охлажденном виде с натягом 0,15—0,18 мм. Ранее натяг был несколько меньше, но для повышения надежности закрепления седла натяг увеличен до указанной величины и седло дополнительно крепится двумя штифтами $\varnothing 30$ мм. Следует иметь в виду, что при недостаточном натяге посадка седла под действием потока пара постепенно ослабнет, седло срежет штифты и разобьет посадочное место, после чего клапан полностью потеряет свою плотность.

Привод регулирующих клапанов ЧВД осуществляется кулачковым распределительным устройством, рама *9* устройства крепится на два зуба *д*, отлитые на паровых коробках *4* верхних клапанов. Чтобы поперечные тепловые расширения цилиндра не передавались на раму, рама жестко штифтуется на зубе только одной коробки. Между площадкой рамы и головкой болта, крепящего раму к зубу другой коробки, имеется зазор 0,02—0,04 мм,

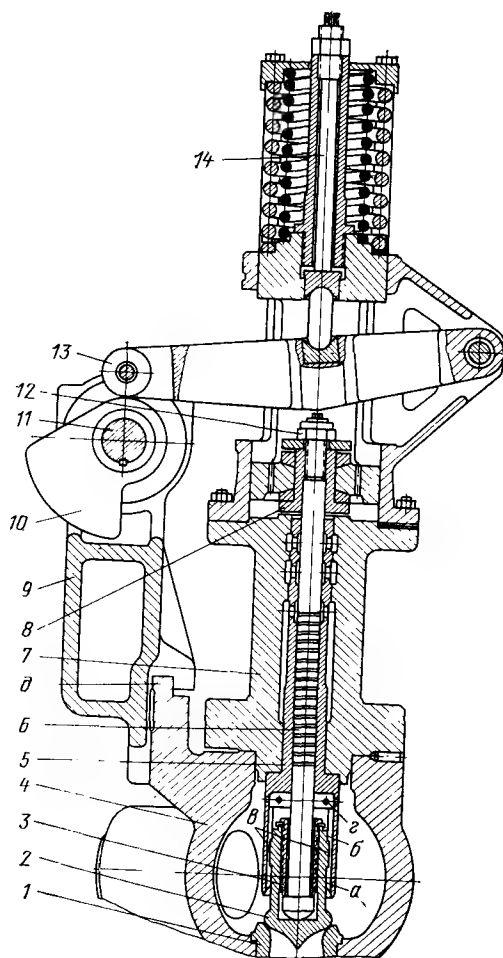


Рис. 5.16. Клапан неразгруженных турбин мощностью 40—100 МВт

а диаметр болта меньше отверстия в площадке на несколько миллиметров.

Кулачковый вал 11, выполняемый из двух частей, соединенных полугибкой муфтой, лежит на двухрядных сферических роликовых подшипниках. Ролики 13 верхних клапанов опираются на кулаки 10 сверху, а ролики боковых клапанов, закрепленные в промежуточных рычагах, опираются на кулаки снизу, чем снижается суммарное усилие, передающееся от клапанов на вал.

Вращение кулачковому валу передается от сервомотора ЧВД, поступательное перемещение поршня которого преобразуется во вращательное с помощью зубчатого сектора и шестерни. Применение сектора создает условия для работы зубчатой пары, так как сектор, так же как и шестерня, имеет жесткую ось, что обеспечивает постоянство контакта зубьев и сохранение в процессе работы необходимых зазоров в зацеплении. Валики рычагов и сектора в кулачковом распределительном устройстве и клапанах опирались ранее на игольчатые подшипники. Для повышения надежности работы подшипников, на которых вращаются ролики 13, в них сначала вместо одного игольчатого подшипника устанавливали два, затем игольчатые подшипники заменили самоустанавливающимися роликовым подшипником. Тяги между рычагами боковых клапанов имеют подвижность во всех направлениях, которая обеспечивается установкой на их концах шаровых подшипников. Все подшипники кулачкового распределительного устройства и клапанов находятся в зоне повышенных температур, и их смазка производится только серебряным графитом.

Через раму кулачкового распределительного устройства, которая выполнена поллой, пропускается охлаждающая вода, что улучшает условия работы подвижных частей привода клапанов. Плотная посадка клапанов может быть обеспечена только при условии наличия гарантированного зазора между роликом и кулаком в момент

упора клапана в седло. Увеличение зазора приводит к нарушению характеристик парораспределения и ухудшению работы регулирования турбины. Проверка зазоров должна производиться на горячей турбине, при необходимости корректировка зазоров производится на верхних клапанах нажимными винтами 14, а на боковых клапанах — стяжками талрепа на тягах. На боковых клапанах вместо нажимных винтов установлены указательные стержни, используемые при снятии характеристик.

Во время первой сборки турбины за счет подгонки дистанционного кольца между штоком сервомотора ЧВД и тягой сектора кулачковый вал устанавливается в положение, при котором ролик первого клапана находится на начальной точке профиля кулака, отмеченной на нем риской. Рабочий угол поворота кулачкового вала равен 130° . Следует иметь в виду, что пар после клапанов проходит в сторону переднего подшипника, поэтому между клапанами и сервомотором ЧВД, размещенным в корпусе переднего подшипника, расположена значительная часть цилиндра, удлиняющаяся при разогреве турбины и отодвигающая клапаны от сервомотора, что приводит к дополнительному повороту кулачкового вала в сторону закрытия клапанов. Поэтому кулачковый вал устанавливается так, чтобы на горячей турбине ролики находились против рисок на кулаках, когда поршень сервомотора сместится от упора вверх примерно на 10 мм.

В турбинах Р-100-130, Т-175-130 и ПТ-135-130 паровые коробки регулирующих клапанов ВД сварены с элементами паровпуска, которые в свою очередь приварены к наружному корпусу ЦВД (см. рис. 5.2). Все четыре клапана имеют одинаковые размеры, посадочный диаметр 155 мм. Для уменьшения усилий, требующихся для перемещения клапанов такого большого диаметра и, следовательно, уменьшения размеров сервомотора ЧВД и связанных с ним элементов системы регулирования, клапаны выполнены разгруженными. Посколь-

ку в клапанах первоначальной конструкции имели место случаи повреждения и поломок штоков и других деталей клапанов, их конструкция в процессе освоения претерпела ряд изменений, в частности увеличен диаметр штока с 40 до 45 мм, причем разгрузочный клапан стал выполняться заодно со штоком, усилено и конструктивно улучшено соединение штока с рамкой, изменены форма основного клапана и его направляющие поверхности, а также некоторые другие элементы.

Применяемый в настоящее время вариант клапана показан на рис. 5.17. В верхней части цилиндрической направляющей поверхности клапана, имеющей $\varnothing 132$ мм, выполнены шесть кольцевых канавок, выравнивающих паровое усилие в зазоре между клапаном и буксой. В средней части имеются два зуба, удерживающие клапан от вращения. Внутри клапана, примерно на его середине, сделана перемычка, в центральное отверстие которой проходит шток. По периметру перемычки выполнено отверстие для прохода пара. В первоначальной конструкции перемычка представляла собою гайку, которую при разборке клапана во время ремонтов необходимо отвинчивать, чтобы вынуть шток.

Опыт эксплуатации показал, что отвинтить гайку трудно, удалить ее резцом также трудно, так как выполнению этой операции мешает шток. В настоящее время седло разгрузочного клапана вставляется в тело основного клапана снизу после установки штока и закрепляется круглой гайкой, которая стопорится четырьмя штифтами $\varnothing 10$ мм. Разгрузочный клапан — плоский, им является головка штока, сам шток — гладкий, без уплотнительных канавок, что увеличивает его прочность. Уплотнительные канавки выполнены в расточке буксы, зазор между штоком и буксой 0,35—0,43 мм.

В крышку паровой коробки букса запрессовывается по двум посадочным диаметрам и по диаметру 132 мм охватывает основной клапан, обес-

печивая ему надежное направление и защиту от парового потока.

Для уменьшения возможности поломки от усилий пульсирующего потока пара, передающихся штоку вибрирующей на его головке основным клапаном, шток имеет некоторую гибкость за счет того, что расстояние от головки штока до места его входа в буксу выполнено относительно большим. Кроме того, в месте входа штока в буксу на ее внутренней расточке выполнен небольшой конус.

В закрытом состоянии основной и разгрузочный клапаны прижимаются к седлам паровым усилием и усилием пружины. Паровое усилие определяется давлением в паровой коробке и равным ему давлением пара в камере *к*, куда пар поступает по зазору между телом основного клапана и буксой. Этот зазор по направляющему диаметру 132 мм должен находиться в пределах 0,45—0,85 мм.

При открытии клапана сервомотор сначала преодолевает усилие сжатия пружины и паровое усилие, действующее на разгрузочный клапан. Как только разгрузочный клапан отрывается от седла, камера *к* оказывается сообщенной с пространством за клапаном и давление в ней падает. Когда разгрузочный клапан (шток) пройдет 3 мм и упрется в перемычку внутри основного клапана, паровое усилие на разгрузочный клапан будет практически снято. Теперь сервомотор должен преодолевать паровое усилие на основной клапан, которое в этот момент определяется давлением пара на кольцевую площадку, ограниченную диаметрами 132 и 155 мм, и усилие пружины. По мере открытия основного клапана возрастает давление за ним, и снижается паровое усилие, действующее на клапан, так как оно определяется разностью давлений до и после клапана, и возрастает усилие сжимаемой пружины. Появляется также выталкивающее усилие штока, определяющееся давлением за клапаном и площадью штока.

Полный ход клапана 51 мм, что составляет 33 % посадочного диаметра. В открытом состоянии основной

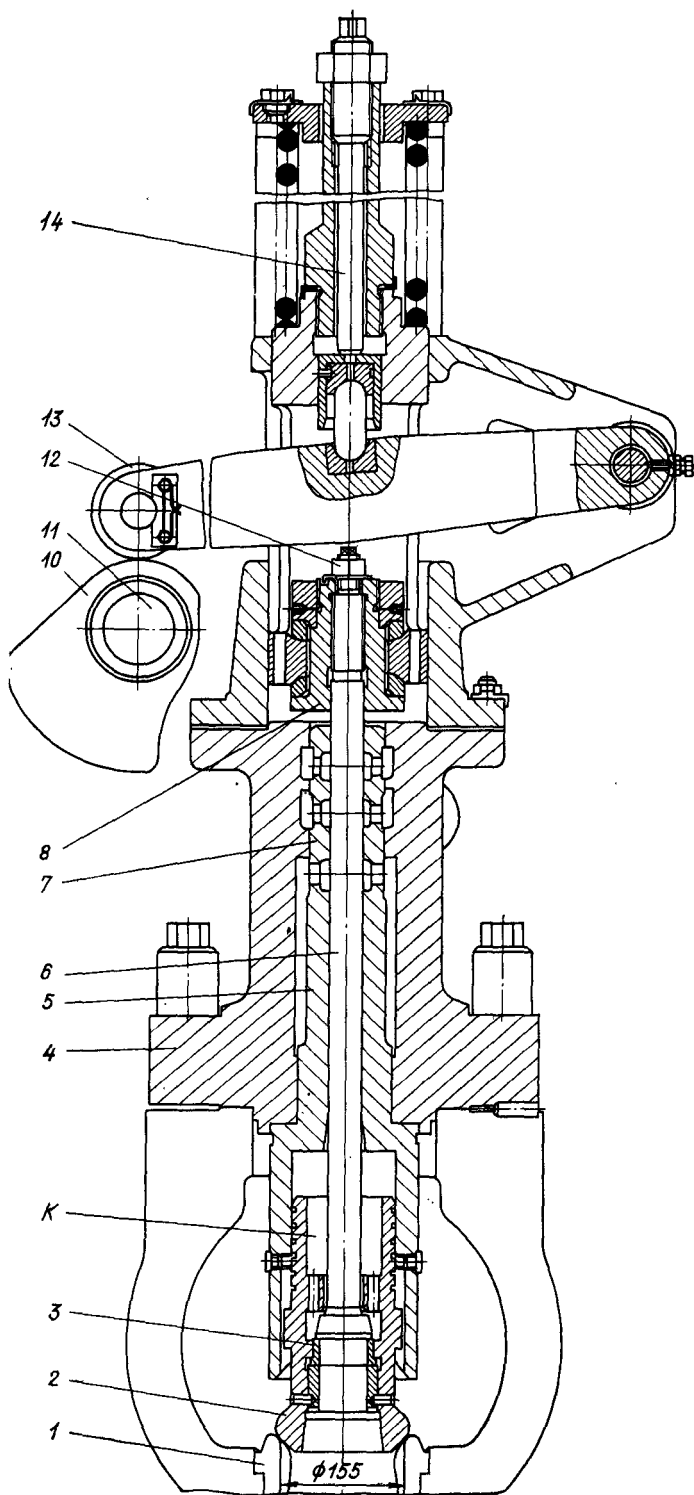


Рис. 5.17. Клапан разгруженный:

3 — седло разгрузочного клапана; остальные позиции имеют наименования, что и на рис. 5.16; поз. 9 условно не показана

клапан почти полностью втягивается в буксу, и паровой поток обтекает только его поверхность в зоне посадочного диаметра. Некоторое количество пара, поступающее через зазор между клапаном и буксой и далее через разгрузочный клапан и отверстие с небольшим конусом в теле основного клапана в пространство за ним, способствует более равномерному течению основного потока в седле клапана.

В турбине Т-250-240 регулирующие и стопорные клапаны ЧВД размещены в двух блоках клапанов, по три регулирующих и одному стопорному клапану в каждом блоке (рис. 5.18). В каждый блок входит также сервомотор ЧВД и кулачковое распределительное устройство. Корпуса блоков выполнены сварно-коваными. Блоки установлены под площадкой обслуживания на сварных рамах, на которые они опираются лапами. Регулирующие клапаны в правом блоке имеют номера 1; 3 и 5, а в левом — 2; 4; 6 (рис. 5.19). Соединение клапанов перепускными трубами с сопловыми коробками видно из рисунка.

Регулирующие клапаны № 1 и 2 имеют посадочный диаметр 75 мм, у остальных клапанов посадочный диаметр 115 мм. Все клапаны выполнены неразгруженными. Однако клапаны № 1 и 2, открывающиеся первыми и имеющие меньший посадочный диаметр, выполняют функции разгрузочных клапанов для открывающихся после них клапанов большего диаметра № 3 и 4. При этом клапаны № 1 и 2 открываются одновременно, также одновременно открываются клапаны № 3 и 4, клапаны № 5 и 6 открываются за ними последовательно. Одновременная подача пара к сопловым группам I и II создает благоприятные условия для равномерного прогрева цилиндра при пуске турбины и уравнивания парового потока, действующего на ротор, а также уменьшает нагрузку на облопачивание регулирующей ступени. С учетом высокого давления свежего пара в рассматриваемых клапанах уплотнения штоков имеют четыре отсоса пара: первый — в горячую линию промежуточного перегрева, второй — в деаэратор, третий и четвертый — в эжектор отсоса

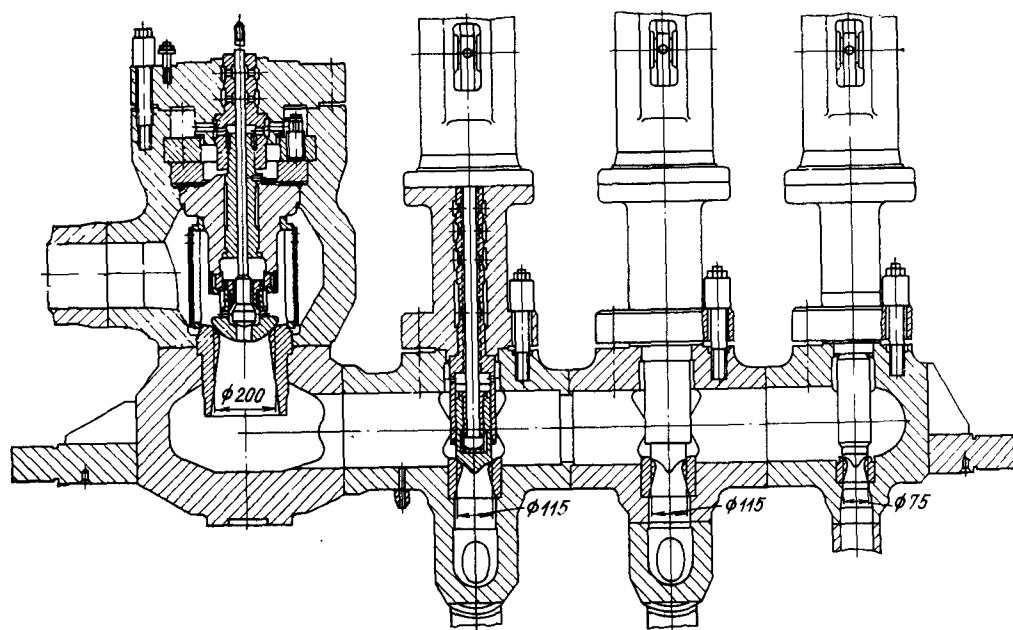


Рис. 5.18. Блок клапанов ЧВД турбины Т-250-240

из уплотнений. Уплотнительные канавки проточены в буксе.

Для надежной работы клапанов в соединении штока собственно с клапаном, включающим в себя сферические шайбу и кольцо, должен выдерживаться зазор 0,1—0,2 мм, а в соединении штока с рамкой 0,05—0,1 мм. На тарелке, служащей упором для пружины, устанавливается конечный выключатель, который при положении клапана 1—2 мм от нижнего упора подает сигнал о закрытии клапана.

Седла клапанов устанавливаются в расточки корпусов блоков до упора с натягом 0,09—0,12 мм у клапанов $\varnothing 75$ мм и 0,12—0,15 мм у клапанов $\varnothing 115$ мм. Дополнительно седла крепятся зачеканкой и двум радиальными штифтами $\varnothing 20$ мм.

В турбине Т-250-240 имеются клапаны ЧСД, предназначенные, как и на всех турбинах с промежуточным перегревом пара, для исключения разгона ротора турбины паром, заключенным в протяженных трубах промежуточного перегрева (эти трубы включают в себя линии между турбиной и котлом, а также трубы промежуточного перегревателя в котле). Клапаны ЧСД не участвуют в регулировании мощности турбины, и они начинают открываться системой регулирования чуть раньше клапанов ЧВД и полностью открываются примерно при 30 % расхода пара на турбину, что исключает недопустимое повышение давления перед ЦСД-I и потери давления от дросселирования пара в не полностью открытых клапанах после набора нагрузки.

Клапаны ЧСД размещены в блоках клапанов ЧСД (рис. 5.20) справа и слева у ЦСД-I. В каждом блоке установлено по одному регулирующему и одному отсечному (стопорному) клапану, которые расположены вдоль одной вертикальной оси: снизу отсечный клапан, сверху — регулирующий. Корпуса блоков клапанов состоят из двух литых паровых коробок, сваренных между собой. Пар из линии промежуточного перегрева поступает в нижнюю паровую коробку через колено. Из нижней коробки

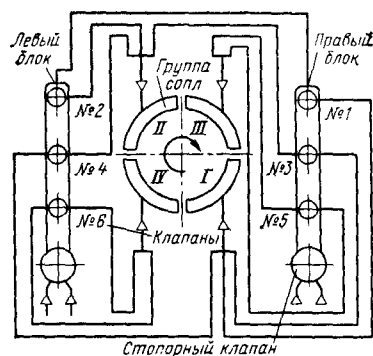


Рис. 5.19. Подвод пара от клапанов ЧВД к сопловым коробкам в турбине Т-250-240

в верхнюю при открытых клапанах пар проходит через седло отсечного клапана 4, вставленное в нижнюю паровую коробку и закрепленное сверху гайкой 5, представляющей собой седло регулирующего клапана. Из верхней паровой коробки пар поступает в ЦСД-I через боковой патрубков, которым блок крепится к цилиндру. Дополнительно каждый блок закрепляется на двух пружинных подвесках, тяги которых зацеплены за приваренные к нижним коробкам крюки, а пружины 10 закреплены на кронштейнах, установленных на фундаменте.

Регулирующие клапаны ЧСД имеют посадочный диаметр 410 мм и состоят из стакана 7 и навинченной на него тарелки 6. К тарелке с помощью гайки и сферических прокладок подсоединен шток 9. Для того, чтобы исключить большое выталкивающее усилие пара, подводимого под клапан, тарелка клапана выполнена с отверстиями, через которые пар свободно проходит из пространства под клапаном в камеру над ним, поэтому давление над клапаном и под ним одинаково. Камера над клапаном образуется его стаканом, крышкой паровой коробки и приваренной к ней рубашкой, охватывающей стакан по наружной поверхности, имеющей $\varnothing 430$ мм, на которой установлены три поршневых кольца 8. Благодаря такой конструкции закрытый клапан прижимается к седлу паровым усилием, создающимся разностью давлений пара

перед клапаном и за клапаном, действующей на кольцевую площадку, ограниченную диаметрами 410 и 430 мм. Кроме парового усилия, клапан прижимается к седлу двумя пружинами, которые размещены внутри сервомотора этого клапана. От проворачивания клапан удерживается поперечиной, концы которой входят в продольные пазы на внутренней поверхности стакана. Уплотнение штока имеет два отсоса пара: один — в деаэратор, другой — в эжектор уплотнения. При полном открытии кла-

пан удерживается поперечиной, концы которой входят в продольные пазы на внутренней поверхности стакана. Уплотнение штока имеет два отсоса пара: один — в деаэратор, другой — в эжектор уплотнения. При полном открытии кла-

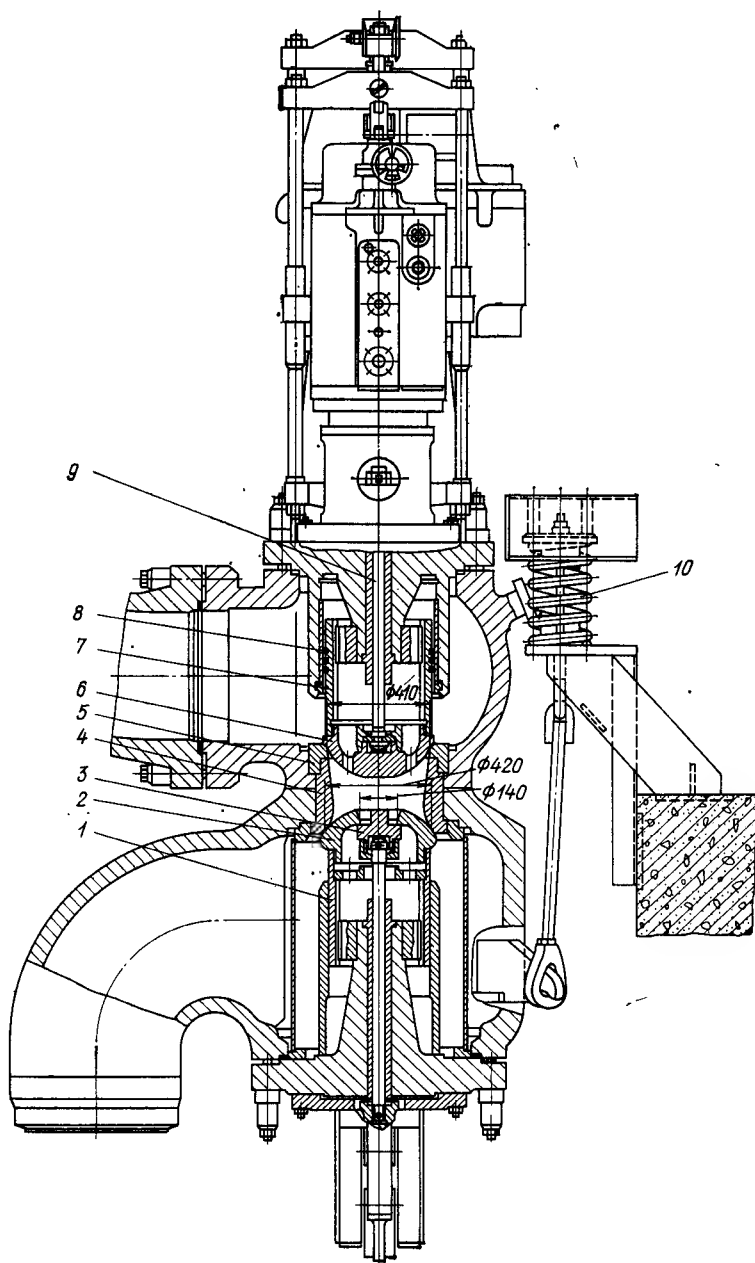


Рис. 5.20. Блок клапанов ЧСД турбины Т-250-240:

1 — втулка; 2 — тарелка отсечного клапана; 3 — разгрузочный клапан; остальные позиции указаны в тексте

пана зазор между штоком и буксой запирается уступом на штоке.

В турбине ПТ-135-130 имеются четыре регулирующих клапана ЧСД, два из них верхние, подсоединены к верхней половине цилиндра, два — боковые, подсоединены к нижней половине цилиндра. Конструкция клапанов в своей основе сходна с конструкцией регулирующих клапанов ЧВД. Посадочный диаметр клапана имеет форму репки. Направляющая часть клапана выполняет также роль гайки для соединения клапана со штоком. На внутренней поверхности направляющей имеются прямоугольные пазы, охватывающие буксу, цилиндрическая поверхность которой в этом месте с двух сторон срезана параллельными плоскостями, образуя шпонку, удерживающую клапан от вращения. Клапаны перемещаются сервомотором через кулачковое распределительное устройство. Порядок открытия клапанов ЧСД такой же, как и клапанов ЧВД. Для исключения обеспаривания ЦНД в случае полного закрытия клапанов ЧСД в первом клапане имеются два отверстия $\varnothing 15$ мм, которые и обеспечивают аварийный минимальный пропуск пара в проточную часть ЦНД.

Регулирующие диафрагмы

Турбины Т-100-130, Т-175-130 и Т-250-240 имеют двухпоточные ЦНД и соответственно в них за нижним отбором установлено по две регулирующие диафрагмы, управляемые одним сервомотором.

В турбине ПТ-135-130 имеющиеся два отопительных отбора пара могут управляться независимо друг от друга двумя регуливающими диафрагмами, установленными за каждым из отборов и перемещающимися каждая своим сервомотором.

Регулирующие диафрагмы всех рассматриваемых турбин выполнены чисто дроссельными. Для уменьшения размеров сервомотора ЧНД регулирующие диафрагмы в турбине Т-175-130 имеют разгрузку, уменьшающую паровое усилие, прижимающее поворотное кольцо к телу диафрагмы.

Регулирующие диафрагмы остальных турбин разгрузки не имеют. При этом учитывается, что сервомотор ЧНД должен преодолевать в турбине Т-100-130 усилие в диафрагме меньшего размера; в турбине ПТ-135-130 он должен перемещать поворотное кольцо одной диафрагмы, а не двух; в турбине Т-250-240 давление в отборе, определяющее требуемое усилие сервомотора, меньше, чем у турбины Т-175-130. В то же время в турбине Т-250-240 рабочая жидкость в системе регулирования имеет давление 2 МПа, а в турбине Т-175-130, как и в других турбинах, давление силового масла в системе регулирования 1,38 МПа, что при прочих равных условиях позволяет в турбине Т-250-240 выполнить сервомоторы меньших размеров.

На рис. 5.21 изображена регулирующая диафрагма турбины Т-175-130. Основными ее частями являются собственно диафрагма 1, поворотное кольцо 2 и два разгрузочных полукольца 3. Диафрагмы отливаются из чугуна, при отливке в него заправляются сопловые объемные лопатки, образующие 50 каналов. Средний диаметр каналов равен 1869 мм. По наружному диаметру диафрагмы выполнен зуб, который входит в кольцевой паз в обойме. Внутренняя расточка диафрагмы также имеет кольцевой паз, в который входит зуб обтекателя. Обе половины диафрагмы скрепляются у горизонтального разъема болтами.

С входной стороны на диафрагме имеются два кольцевых уплотнительных выступа (пояска) высотой 0,15—0,25 мм и шириной 15 мм. К этим выступам паровым усилием прижимается поворотное кольцо, изготовляемое из стали и имеющее горизонтальный разъем, скрепляемый болтами, вдоль разъема установлены шпонки. Нижняя половина поворотного кольца имеет ухо, к которому крепятся рычаги привода кольца, максимальный угол поворота кольца $3^{\circ}35'$. В кольце выполнено 50 окон, что соответствует числу сопловых каналов в диафрагме. Перемычки между окнами (спицы) имеют ширину, на 5,4 мм превы-

шающую ширину соплового канала со стороны входа пара. Должно быть обеспечено одновременное открытие каналов на равную площадь. Несоблюдение этого требования приводит к тому, что рабочие лопатки, проходя перед открытыми и закрытыми соплами получают периодические паровые импульсы, что может вызвать их поломку.

Наибольшее паровое усилие прижимает поворотное кольцо к диафрагме, когда спицы перекрывают каналы и на них с одной стороны действует

давление пара до регулирующей диафрагмы, а с другой — давление пара за диафрагмой (в каналах сопл). Неуравновешенными являются также кольцевые поверхности поворотного кольца, расположенные напротив уплотнительных поясков. С одной стороны на нее действуют давление до диафрагмы (в диафрагмах без разгрузки) или давление в разгрузочной камере (в диафрагмах с разгрузкой), а с другой стороны — полovina давления (такая величина принята для расчета). Эта разность давлений также со-

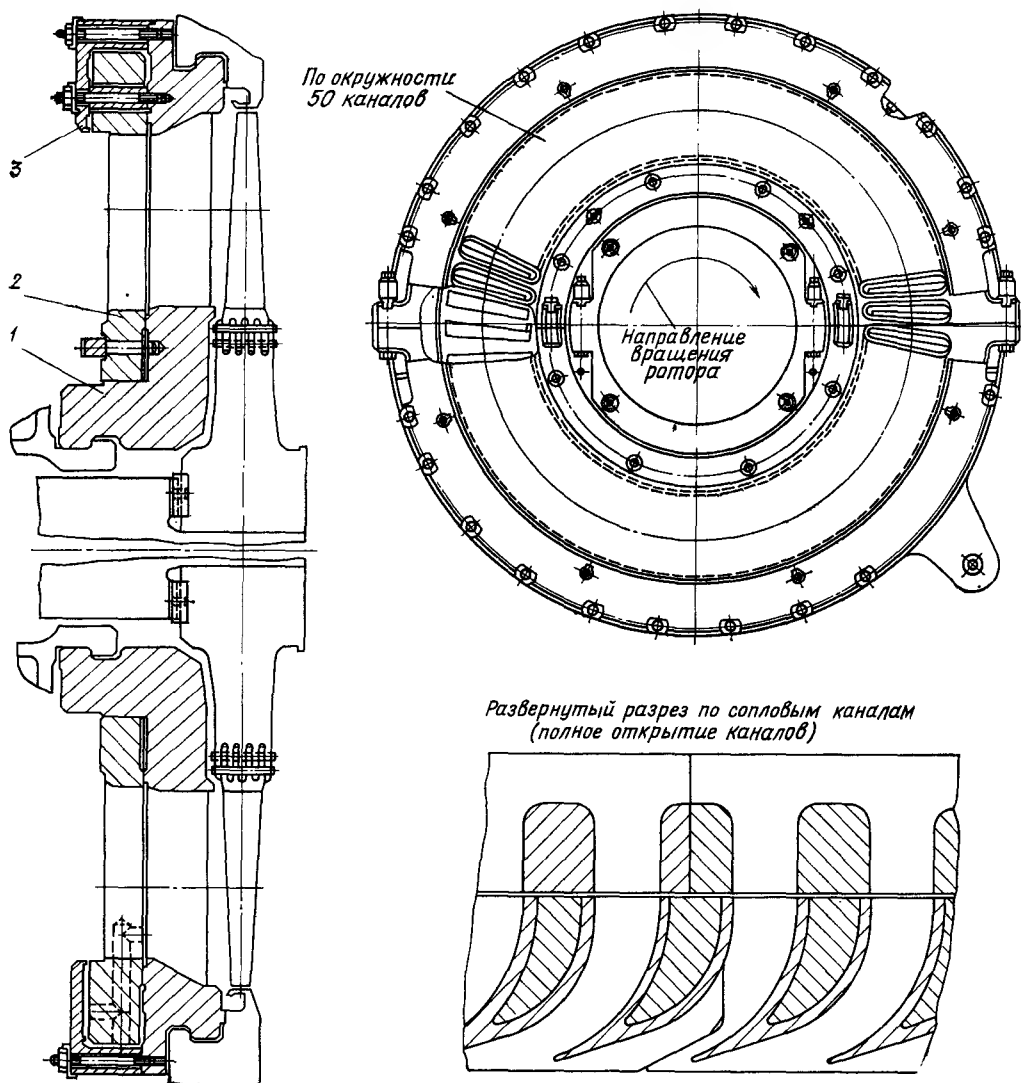


Рис. 5.21. Регулирующая диафрагма турбины Т-175-130

здает усилие, прижимающее кольцо к диафрагме. Без разгрузки максимальное усилие действующей в регулирующей диафрагме турбины Т-175-130 составляет примерно 30 т. Для уменьшения усилия установлены два разгрузочных полукольца, крепящихся шпильками к диафрагме и закрывающих наружный обод поворотного кольца. Со стороны поворотного кольца на разгрузочных полукольцах имеются два дуговых выступа, которые и ограничивают разгрузочные камеры. Зазор между выступами и плоскостью поворотного кольца равен 0,3—0,4 мм. В спицах выполнены сверления $\varnothing 35$ мм, соединяющие разгрузочные камеры с каналами сопл, когда спицы находятся напротив каналов (закрывают их). В это время давление в разгрузочных камерах равно давлению в каналах, а на противоположную сторону поворотного кольца, за исключением поверхности, соприкасающейся с уплотнительными поясками на диафрагме, действует давление, равное давлению до регулирующей диафрагмы. Таким образом создается усилие, действующее на против основного прижимающего усилия, т. е. усилие разгрузки. Разгрузочное усилие зависит от площади разгрузочных камер и выбирается таким, чтобы во всех положениях поворотного кольца сохранялось усилие, прижимающее поворотное кольцо к уплотнительным пояскам диафрагмы. При этом учитывается, что по мере открытия каналов уменьшается основное усилие, действующее на поворотное кольцо, так как снижается разность давлений до и после поворотного кольца, уменьшается также площадь, на которую действуют разные давления. Одновременно снижается и усилие разгрузки как из-за уменьшения разности давлений, так и из-за того, что сверления в спицах по мере открытия каналов закрываются и оказываются полностью закрытыми до полного открытия каналов. На разгрузочное усилие оказывает влияние зазор между поворотным кольцом и выступами разгрузочных камер: его увеличение ведет к уменьшению усилия.

Таблица 5.4. Данные для проверки плотности регулирующих диафрагм

Марка турбины	Давление при проверке не менее, МПа
Т-100-130	0,2
Т-175-130	0,1
Т-250-240 ¹	0,1
ПТ-135-130 ²	0,12/0,15

Примечания: 1. Параметры свежего пара при проверке: $p_0=4$ МПа, $t_0=300-320^\circ\text{C}$.

2. В числителе — для диафрагмы 23-й ступени, в знаменателе — 21-й ступени.

Большое влияние на работу регулирующей диафрагмы оказывает зазор между спицами и торцами сопл, определяемый высотой уплотняющих поясков на диафрагме. Регулирующие диафрагмы даже при полном закрытии обеспечивают пропуск некоторого количества пара для охлаждения проточной части, расположенной за ними. Это количество невелико, в то же время излишне неплотная диафрагма может способствовать разгону ротора при сбросах электрической нагрузки и увеличивает потери теплоты в конденсаторе на режимах работы с большими тепловыми нагрузками. Поэтому при закрытой диафрагме все каналы должны перекрываться с перекрышей, а необходимый минимальный расход пара обеспечивается протечкой через зазор. Уменьшение зазора для снижения потерь теплоты может привести к заеданию поворотного кольца, так как в процессе работы турбины происходит некоторое коробление диафрагмы и кольца и истирание уплотняющих буртиков.

Плотность диафрагмы проверяется при работе турбины на холостом ходу по давлению, создающемуся в камере перед закрытой диафрагмой (табл. 5.4).

Для сборки рычагов привода диафрагмы и контроля положения кольца в открытом и закрытом состоянии диафрагмы в кольцо выполняются два, а в диафрагме — две пары отверстий, в которые при установке кольца в нужное положение вставляются специальные штифты.

Регулирующие диафрагмы других рассматриваемых турбин разгрузочных усилий не имеют, поэтому у них вместо разгрузочных полуколец к каждой половине диафрагмы крепятся по две Г-образные планки. Зазор между уступом планок и поворотным кольцом, прижатым к уплотняющим поясам диафрагмы, в турбине Т-100-130 должен быть равен 0,5—0,7 мм, в остальных турбинах 0,3—0,4 мм. В регулирующих диафрагмах турбины Т-100-130 зазор между спицами поворотного кольца и торцами сопловых лопаток (высота уплотняющих поясков) 0,15—0,20 мм, в остальных турбинах он, как и в турбине Т-175-130, равен 0,15—0,25 мм.

Поворотные кольца регулирующих диафрагм, за исключением регулирующей диафрагмы 21-й ступени турбины ПТ-135-130, имеют, как и в турбине Т-175-130, угол поворота $3^{\circ}36'$, для регулирующей диафрагмы 21-й ступени он равен $4^{\circ}05'27''$.

В турбине Т-100-130 разъем поворотного кольца выполнен под углом примерно 27° , поэтому если при разборках требуется вынуть ротор, то разъем кольца необходимо предварительно совместить с горизонтальным разъемом турбины.

Усилие для перемещения поворотного кольца передается от сервомотора через рычаги. На рис. 5.22 показаны рычаги сервомотора и ре-

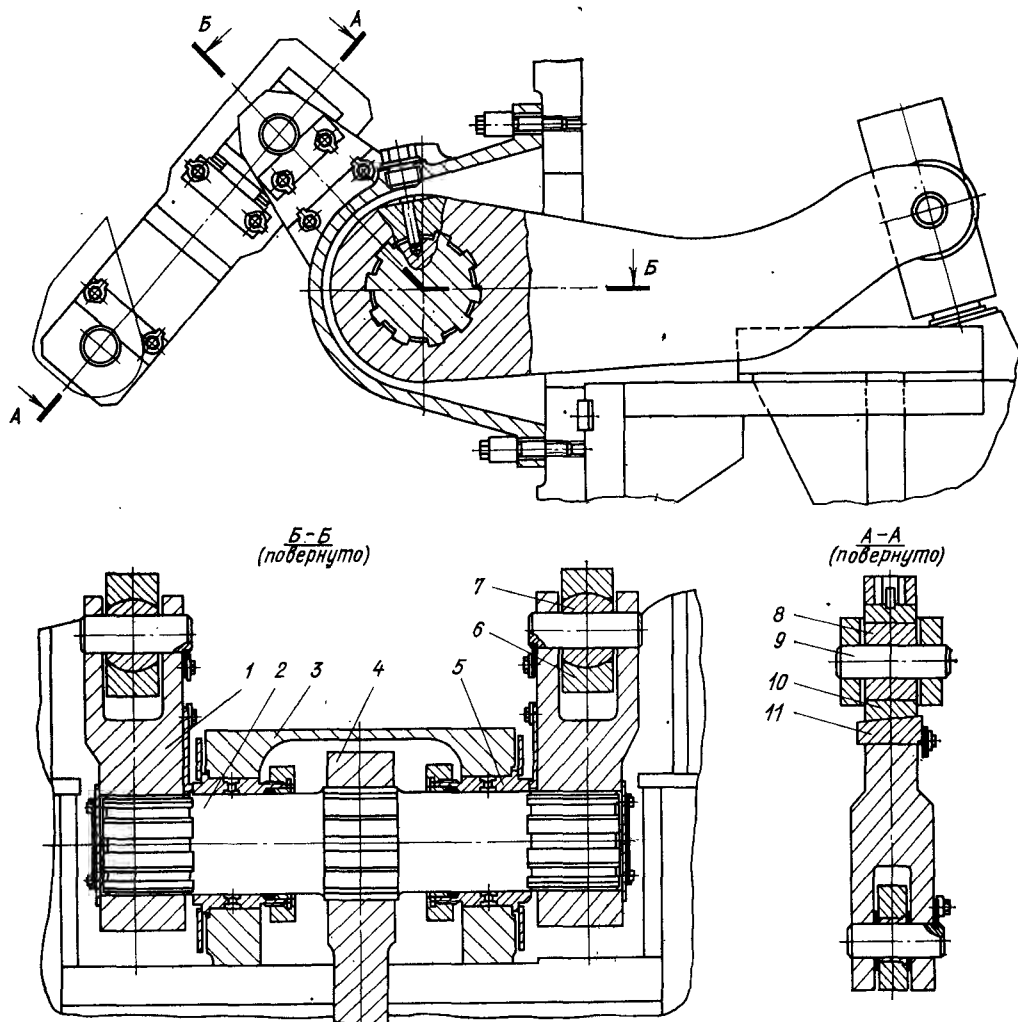


Рис. 5.22. Рычаги сервомоторов и регулирующей диафрагмы

гулирующей диафрагмы турбины Т-175-130. Рычаг сервомотора 4 и два рычага 1 поворотных колец крепятся на валу 2 шлицевым соединением.

Вал опирается на две втулки 5, размещенные в корпусе 3, крепящиеся изнутри к нижней половине цилиндра. Уплотнение вала в местах его выхода из корпуса через втулки выполнено с помощью сальников, кроме того, в каждой втулке имеется камера отсоса пара. От перемещения вдоль оси вала рычаг сервомотора фиксируется штифтом $\varnothing 18$ мм, а рычаги поворотных колец — стопорными шайбами.

На конце рычага сервомотора на роликовом самоустанавливающемся подшипнике, надетом на валик, насажен ролик, входящий в рамку, закрепленную на штоке сервомотора. В рамке, сверху и снизу ролика, имеются опорные самоустанавливающиеся колодки.

Зазор между колодками и роликом, равный 0,05—0,1 мм, обеспечивается за счет подгонки шайбы под буртом специальной пробки, установленной в рамке над верхней колодкой.

Рычаги поворотных колец соединяются с соответствующим кольцом через серьги 6. Верхний конец каждой серьги представляет собой рамку, в которую вставляется сухарь 7, имеющий форму срезанного цилиндра с диаметром, большим толщины серьги. Сухарь вставляют в рамку, повернув его предварительно на 90° от рабочего положения. В сухаре выполнено отверстие для валика 9, соединяющего серьгу с вилкой рычага поворотного кольца. На втором конце серьги также имеется вилка, охватывающая ухо поворотного кольца. Через щеки вилки проходит второй валик, соединяющий серьгу с поворотным кольцом. Расстояние между осями валиков может изменяться за счет перемещения сухаря в рамке серьги. В необходимом положении сухарь фиксируется пригонкой двух прокладок и установкой клина. Верхняя пригоночная прокладка 8 имеет параллельные опорные плоскости, в

нижней 10 — одна из плоскостей выполнена под углом, соответствующим углу клина 11. Для соединения рычагов с поворотными кольцами регулирующих диафрагм необходимо предварительно установить в необходимое положение сервомотор НД за счет пригонки прокладки на кронштейне сервомотора. При этом поршень сервомотора должен находиться на нижнем упоре (это указание относится ко всем рассматриваемым турбинам), а контроль правильности положения сервомотора должен производиться по осям валиков на концах рычагов поворотных колец (расстояние осей валиков от горизонтального разьема и от оси турбины задается в чертежах завода). Затем необходимо повернуть кольца в закрытое положение диафрагм (специальные штифты, о которых говорилось выше, должны вставляться в соответствующие отверстия) и пригонкой прокладок перемещать сухари до совпадения отверстий на серьгах с отверстиями на поворотных кольцах.

В турбине Т-250-240 конструкция рычагов регулирующих диафрагм аналогична рассмотренной конструкции. Рычаги регулирующих диафрагм турбины Т-100-130 отличаются тем, что рычаги поворотных колец насажены на гладкие участки вала, а не на шлицы и закрепляются после пригонки их положения тремя коническими штифтами с торцов вала. В серьгах нет подгоночных элементов и валики находятся на фиксированном расстоянии. Ролик, входящий в рамку на штоке сервомотора, посажен на игольчатые подшипники. В турбине ПТ-135-130 рычаги имеются у каждой регулирующей диафрагмы. В каждом комплекте два рычага: один рычаг — сервомотора, другой — поворотного кольца. Пригонка соответствия положений поворотного кольца и сервомотора производится за счет установки и последующей штифтовки рычага сервомотора, рычаг поворотного кольца закрепляется на шлицах. Корпус рычагов устанавливается снаружи цилиндра. Оба конца вала проходят сквозь стенки корпуса че-

рез втулки. На один, длинный, конец снаружи насажен рычаг сервомотора, другой, короткий, конец вала закрывается торцевой крышкой для уменьшения проточек по валу.

Стопорные клапаны

В турбинах Т-100-130, Т-175-130, ПТ-135-130 и Р-100-130 стопорные клапаны находятся под площадкой обслуживания, над ней выступает только фланец, на который устанавливается автоматический затвор, управляющий клапаном. Корпуса стопорных клапанов крепятся на гибкие листы опоры, образующие в ее центре фикс-пункт клапана относительно фундамента турбоустановки и не препятствующие в то же время тепловому расширению самого корпуса. Для уменьшения напряжений, появляющихся при разогреве корпуса в гибких опорных листах и сварных швах на них, листы предварительно в холодном состоянии наклоняются внутрь на 3 мм.

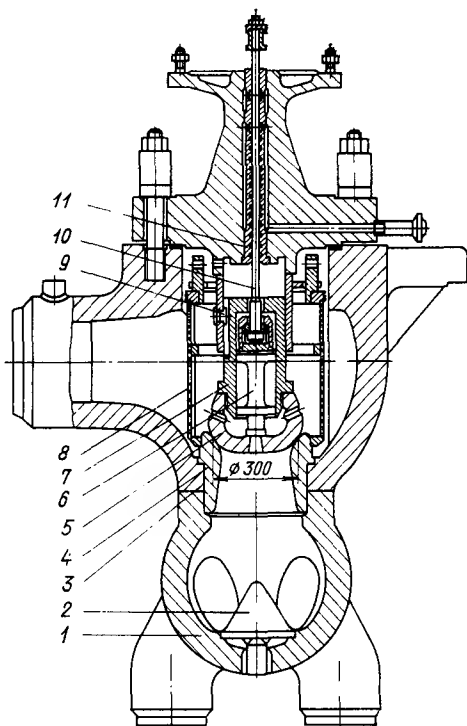


Рис. 5.23. Стопорный клапан турбины Т-100-130

Стопорный клапан (рис. 5.23) с опорой и автоматическим затвором и некоторыми другими деталями образует блок стопорного клапана. Пар к корпусам стопорных клапанов подводится через один патрубок. От стопорного клапана к регулирующим клапанам в турбине Т-100-130 пар идет по четырем перепускным трубам, в турбинах Р-100-130, Т-175-130 и ПТ-135-130 от каждого стопорного клапана идут две перепускные трубы. Для улучшения качества литья корпуса выполняются из двух свариваемых частей 1 и 3. В нижнюю часть между отводящими патрубками в турбине Т-100-130 вваривается обтекатель 2, улучшающий аэродинамику потока пара, а также позволяющий удалить из отливки часть металла, в которой чаще всего появляются пороки. Со стороны, противоположной подводу пара, в корпусе выполняется ребро, препятствующее закручиванию парового потока.

Стопорные клапаны выполняются разгруженными, односедельными. Для сокращения размеров автоматических затворов они рассчитываются на открытие основных клапанов 5 только при практическом отсутствии разности давлений до и после клапана. Такие условия имеют место либо при отсутствии подвода пара к клапану, либо когда после подачи пара разгрузочный клапан 6 открывается при закрытых регулирующих клапанах. Благодаря такому расчету разгрузочный клапан выполнять малого диаметра с небольшим подъемом.

Конструктивно клапаны турбин Т-100-130, Т-175-130, Р-100-130 и ПТ-135-130 одинаковы. Диаметр основного клапана 300 мм, диаметр разгрузочного клапана 50 мм. Разгрузочный клапан имеет два направляющих пояска, разнесенных на значительное расстояние, что обеспечивает клапану хорошее направление. Зазор между поясками и стаканом 7 равен 0,45—0,60 мм. Основной клапан удерживается от вращения двумя шпонками 9, входящими в соответствующие пазы с зазором 0,5—0,6 мм

Клапан открывается упирающейся в его стакан гайкой разгрузочного клапана, которая соединяет разгрузочный клапан со штоком 10. Между головкой штока и гайкой выдерживается зазор 0,1—0,3 мм. Для предотвращения от вращения разгрузочного клапана его гайка имеет два выступа, перемещающиеся по пазам в стакане. Ход разгрузочного клапана 15 мм, ход основного клапана 115 мм, суммарный ход штока 130 мм. В верхнем положении при полностью открытом клапане шток уступом, выполненным под углом 45° , упирается в аналогичную проточку в буксе 11, запирая зазор между штоком и буксой. Букса клапана имеет две камеры отсоса пара. Зазор между штоком и буксой должен быть в пределах 0,45—0,55 мм.

Седла 4 стопорных клапанов — диффузорные, в корпус вставляются с натягом 0,07—0,17 мм, после чего кромки проточки в корпусе зачеканиваются на бурт седла. Вокруг клапана и седла устанавливается цилиндрическое паровое сито 8 с отверстиями $\varnothing 3,5$ мм.

Тепловое расширение турбины, направленное в сторону переднего подшипника и, следовательно, в сторону расположенного перед ним стопорного клапана, полностью передается перепускным трубам, соединяющим стопорный и регулирующие клапаны. В этом же направлении при разогреве существенно расширяются и сами трубы. Для снятия основной части напряжений с перепускных труб, когда они находятся в горячем состоянии и уменьшения усилий, воспринимаемых в это время цилиндром турбины, корпусом стопорного клапана и его опорой, при сборке за счет смещения опоры стопорного клапана от турбины перепускным трубам дают необходимую холодную растжку.

Стопорные клапаны турбины Т-250-240 (см. рис. 5.18) размещены в блоках клапанов вместе с регулирующими клапанами ВД. Оба стопорных клапана одинаковы, как и стопорные клапаны других турбин, вы-

полнены разгруженными, посадочный диаметр основного клапана равен 200 мм, разгрузочного — 50 мм. Разгрузочный клапан выполнен заодно со штоком, его седлом является осевое отверстие в теле основного клапана. Ход разгрузочного клапана $(5 \pm 0,3)$ мм, основного — (70 ± 1) мм. Для того, чтобы крышка паровой коробки стопорного клапана и ее крепеж не находились под воздействием давления свежего пара 23,5 МПа, перед ней установлена промежуточная букса с фланцем, уплотняющимся по принципу самоуплотнения. В элементы уплотнения входят уплотнительное кольцо, прокладка, кольцо, упорные сегменты с болтами. Прокладка выполняется такой толщины, чтобы между ней и кольцом обеспечивался зазор 0,25—0,35 мм. При подводе пара в паровую коробку стопорного клапана пар отжимает промежуточную буксу вверх, улучшая ее уплотнение. Букса штока имеет две половинки (втулки), верхняя втулка, расширяющейся частью охватывает нижнюю втулку. Нижняя втулка вставлена в промежуточную буксу, а верхняя — в крышку паровой коробки. При сборке, а также при самоуплотнении втулки могут несколько смещаться друг относительно друга, не нарушая плотности прилегания крышки и промежуточной буксы к соответствующим поверхностям. Верхняя втулка имеет три камеры отсоса пара. Одна из них соединена с полостью, где расположены упорные сегменты. Из этой полости пар отводится в деаэратор. Из двух других камер пар отсасывается эжектором уплотнений.

5.9. Система маслоснабжения

Система маслоснабжения турбин Т-100-130, Т-175-130, Р-100-130 и ПТ-135-130 обеспечивает маслом как систему смазки подшипников турбины и генератора, так и систему регулирования (рис. 5.24). Система включает в себя масляный бак с инжекторной группой и маслоохладителями, масляные насосы, маслопроводы и необходимую арматуру.

Во время работы турбины масло с давлением $p_0 = 1,4$ МПа подается в систему главным масляным насосом. При пусковых операциях маслоснабжение производится пусковым насосом, подающим масло в те же линии, что и главный насос, но с давлением 1,1—1,2 МПа. Установка несколько пониженного давления обеспечивает более четкий переход маслоснабжения с пускового насоса на главный. Пусковой насос выбирается по давлению, необходимому для гидроиспытания системы, равному 2,3 МПа. Для получения сниженного давления необходимо после проведения гидроиспытания снять с ротора насоса два колеса из имеющихся четырех, заменив их дистанционными втулками. В случае затруднения со снятием колес можно снизить давление за счет сброса масла из напорной линии насоса через байпасный клапан 52 в линию всаса. Однако этот вариант менее желателен, так как приводит к перерасходу мощности во время пусковых операций и требует внимательного отношения к настройке положения байпасного клапана. При опробовании пускового насоса масло можно сбрасывать через вентиль 247.

При остановках турбины, а также в аварийных ситуациях потери давления в системе смазки включается резервный насос, подающий масло только в эту систему перед маслоохладителями. Привод резервного насоса осуществляется электромотором переменного тока. Имеется также аварийный масляный насос смазки с приводом от мотора постоянного тока. При работе турбины задвижки 47 и 245, установленные на всасе насосов, задвижка 246 на напорных линиях резервного и аварийного насосов, задвижки 248 и 249 на входе и выходе из маслоохладителей должны быть открыты и запломбированы. Включение аварийного и резервного насосов в случае падения давления в системе смазки происходит автоматически от реле пуска масляных насосов.

На всас главного насоса масло подается главным инжектором, который создает перед всасывающим патрубком насоса давление около 0,03 МПа. В систему смазки масло в давлением 0,07—0,08 МПа на уровне оси турбины поступает от инжектора смазки, работающего как вторая ступень главного инжектора. При таком соединении инжекторов в случае засо-

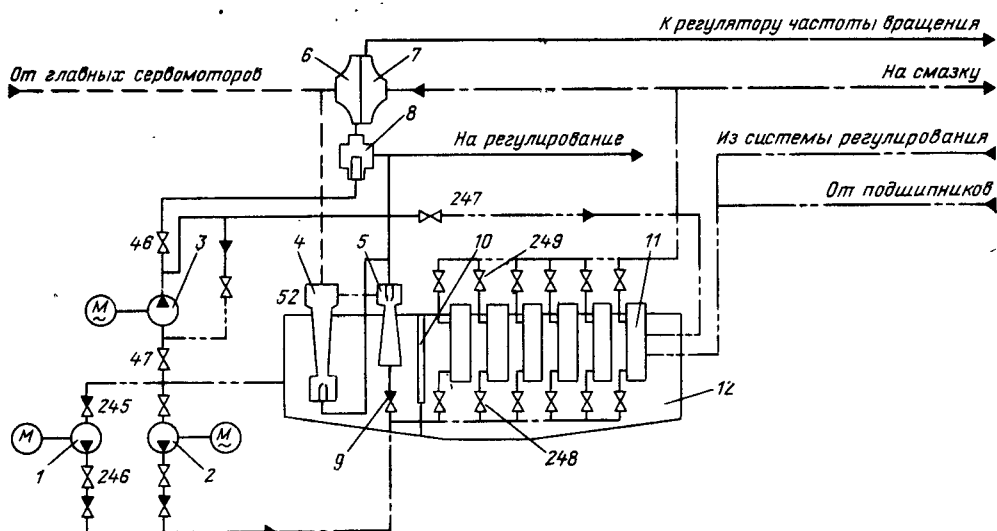


Рис. 5.24. Система маслоснабжения турбины Т-100-130:

1 - аварийный насос; 2 - резервный насос; 3 - пусковой насос; 4 - главный инжектор; 5 - инжектор смазки; 6 - главный масляный насос; 7 - импеллер; 8 - трехходовой клапан; 9 - обратный клапан; 10 - фильтр; 11 - маслоохладитель; 12 - масляный бак

рения сопла инжектора смазки некоторое количество масла к подшипникам будет продолжать поступать от главного инжектора.

Для того, чтобы при форсировании главного насоса при сбросах нагрузки не произошел срыв в работе главного инжектора, слив масла из полостей главных сервомоторов производится в линию всаса насоса. Таким образом, производительность главного инжектора в этом режиме практически не изменяется.

Масляные инжекторы объединены в одну инжекторную группу (рис. 5.25), размещенную на крышке масляного бака. К соплам инжекторов масло подводится с полным давлением p_0 . Перед соплом главного инжектора установлена предохранительная решетка (фильтр). В верхней точке его напорной камеры имеется дроссельная шайба $\varnothing 3$ мм, сливная трубка после которой опущена на 1 м под уровень масла в баке, чем обеспечивается постоянная продувка для удаления возможного скопления воздуха.

Главный масляный насос выполнен центробежным, что позволило не применять редукторную передачу в его приводе и сделало ненужной установку пружинных масляных клапанов, так как давление за центробежным насосом, имеющим в отличие от объемных насосов пологую характеристику $Q = H$, не требуется ни поддерживать, ни ограничивать даже в случае аварийного перекрытия напорных линий.

Вместе с главным насосом, в одном корпусе, размещен импульсный насос-импеллер, с которым они образуют одну насосную группу (рис. 5.26). Насосная группа устанавливается на промежуточной плите корпуса переднего подшипника, через нее к насосу подводятся всасывающая и напорная линии. Рабочие колеса главного насоса и импеллера насажены на один вал, жестко соединенный с ротором турбины. В связи с этим ни опорных, ни упорных собственных подшипников насосная группа не имеет.

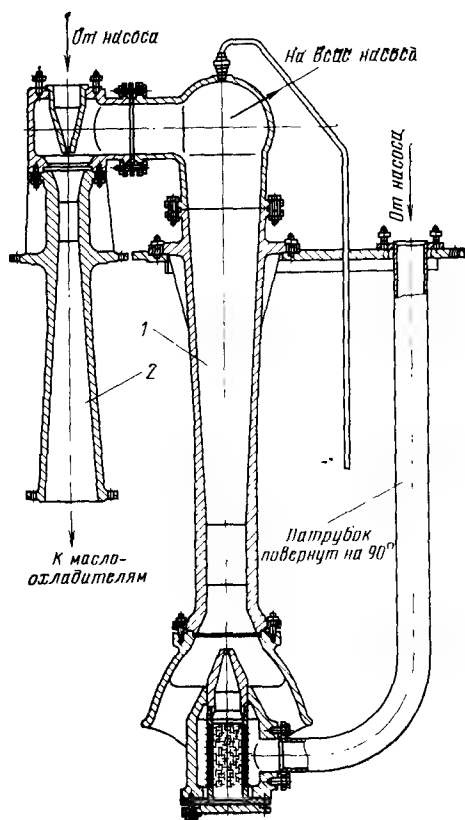


Рис. 5.25. Инжекторная группа:
1 — главный инжектор; 2 — инжектор смазки

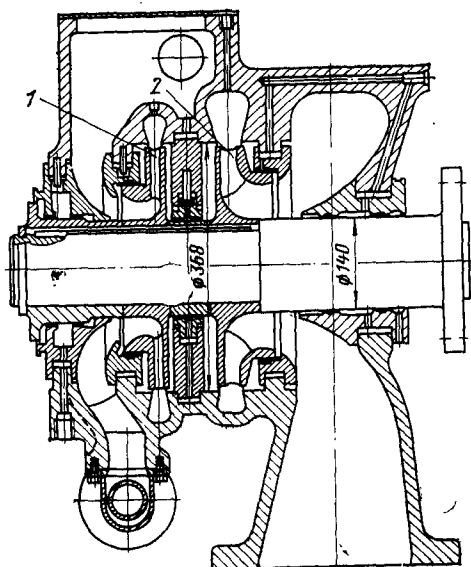


Рис. 5.26. Насосная группа:
1 — импеллер; 2 — главный насос

В рассматриваемых турбинах упорный подшипник находится на значительном расстоянии от насосной группы, поэтому тепловые смещения конца ротора ВД относительно статора полностью передаются насосной группе, что учтено при выполнении осевых зазоров, а также перекрыш напорных камер относительно каналов в колесах. В связи с упругим прогибом всего ротора и его всплыванием на масляном клине во вкладышах конец ротора получает существенные радиальные перемещения. Поэтому для сокращения протечек масла в насосной группе применены плавающие уплотнения. Зазор между вращающимися деталями насосной группы и внутренними поверхностями плавающих колец, залитыми для большей надежности баббитом, выполнен примерно равным зазорам в уплотнениях насосов с собственными подшипниками. От проворачивания кольца удерживаются штифтами, закрепленными в верхней половине корпуса. Все кольца имеют хорошую смазку. К переднему уплотнению импеллера подводится масло из напорной линии, что исключает возможность подсоса воздуха через это уплотнение во всасывающую камеру импеллера. В два уплотнения, расположенные со стороны всасывающей камеры главного насоса, масло во время работы турбины подается по каналам из верхней точки камеры колеса. При остановках, когда напор, создаваемый колесом, падает, а пусковой насос не включается, масло к этим уплотнениям подается через шариковый обратный клапан из линии смазки. Три других уплотнения (в том числе и переднее уплотнение импеллера) подачи масла при остановке не требуют, так как на всас импеллера масло поступает из линии смазки постоянно.

Уплотнение, установленное в промежуточной перегородке между колесами импеллера и главного насоса, имеет в центре проточку, из которой масло отводится по каналу на всас импеллера, предотвращая тем самым перетечку масла от колеса насоса к

колесу импеллера. Такой отвод выполнен для исключения влияния изменения давления в главном насосе на давление за импеллером. Для снижения пульсации давления за импеллером приняты также и некоторые другие меры. Так, колесо импеллера выполнено в виде диска с радиальными сверлениями. Такая форма каналов в сочетании с малыми скоростями масла в них (скорость в безрасходном насосе определяется только величиной протечек) уменьшает возможность образования завихрений в потоке и, следовательно, пульсации давления. Практически отсутствует скоростной поток и в кольцевой напорной камере импеллера. Для большей стабильности давления во всасывающей камере импеллера масло к ней подводится из линии смазки, причем за счет установки дроссельных шайб на подводе и сливе масла из камеры в ней поддерживается давление 0,01 — 0,02 МПа. Наличие избыточного давления препятствует попаданию в камеру воздуха, что снижает возможность появления пульсации давления за импеллером.

В верхних точках напорных камер насоса и импеллера для выпуска воздуха имеются специальные отверстия. В системах маслоснабжения установлены четыре обратных клапана (рис. 5.24). Три из них, расположенные за эжектором и двумя насосами смазки, являются стандартными изделиями, а один, разделяющий напорные линии главного и пускового масляных насосов, представляет собой трехходовой клапан, выполненный в виде цилиндра, перемещающегося в буксе. Этот клапан, заменяющий два обычных клапана, размещен в маслораспределительной коробке, вваренной в корпус переднего подшипника. К одному концу буксы клапана через фланец на передней стенке корпуса подшипника подается масло от пускового насоса, к другому — от главного насоса. В зависимости от того, на какой торец цилиндра действует большее давление, он смещается в ту или иную сторону, пропуская масло от насоса с большим

давлением в напорную линию системы. Окна в бунке, через которые проходит масло, выполнены длиннее цилиндра, поэтому при его перемещениях никогда не происходит перерыва в подаче масла в линию.

Рабочая емкость масляных баков указана в табл. 5.5. Сетчатые фильтры разделяют бак на отсеки. В первом отсеке, в который вводятся все сливные линии, устанавливается пеногаситель. Этот отсек отделен от следующего, грязного отсека фильтрами предварительной очистки. Основные, более мелкие, фильтры размещены поперек бака и разделяют грязный и чистый отсеки. Сетки фильтров натянуты на рамы, устанавливаемые в два ряда, что позволяет по очереди вынимать их для чистки во время работы турбины.

В чистый отсек заглублена инжекторная группа.

Баки снабжены дистанционными указателями уровня масла в чистом отсеке, имеющими и местную шкалу. Этот указатель замеряет также уровень масла в грязном отсеке и, если разность уровней в отсеках превысит 100 мм, подает сигнал о засорении фильтров.

Маслоохладители в турбинах Т-100-130, Р-100-130 и ПТ-135-130 встроены в масляные баки, число их для разных типов турбин приведено в табл. 5.5. Такая конструкция увеличивает блочность заводской поставки оборудования, уменьшает количество внешних маслопроводов. Маслоохладители рассчитаны так, что один из них можно отключать при работах других, для чего они снабжены необходимой арматурой.

Система маслоснабжения турбины Т-250-240 существенно отличается от систем других турбин, так как предназначена для подачи масла только в систему смазки, ибо система регулирования турбины Т-250-240 работает на воде и подачи масла не требует. В связи с этим отпала необходимость в имеющем большой напор главном масляном насосе, который у других турбин непосредственно соединен с валом турбины. Для подачи

Таблица 5.5. Емкость маслобака и число маслоохладителей теплофикационных турбин

Марка турбины	Емкость маслобака, м ³	Число маслоохла- дителей
Т-100-130	26	6 ¹
Р-100-130	22	4 ¹
ПТ-135-130	26	6 ¹
Т-175-130	60	3 ²
Т-250-240	66	3 ²

¹ Маслоохладители встроены в масляный бак.

² Маслоохладители вне бака.

масла в систему смазки турбины, генератора, возбудителя, а также ПЭН и ПТН установлены два насоса с приводом от электродвигателей переменного тока. Из двух насосов один является резервным. Насосы создают напор в 28 м, за насосами перед маслоохладителями установлена дроссельная шайба, которая с учетом потерь давления в маслоохладителях и при подъеме масла до оси турбины обеспечивает в системе смазки давление 0,12—0,15 МПа.

В системе имеются также два аварийных масляных насоса с приводом от электромоторов постоянного тока, питающихся от аккумуляторных батарей. Эти насосы подают масло после маслоохладителей, что допустимо, так как при работе аварийных насосов турбина должна останавливаться, ибо аккумуляторные батареи не могут обеспечить длительную работу насосов. Аварийные насосы создают в системе смазки давление 0,07 МПа.

Поскольку маслоснабжение осуществляется от насосов, не связанных с турбиной в систему маслоснабжения, кроме аварийных насосов, включены аварийные емкости (бачки), рассчитанные на сокращенное снабжение маслом вкладкишей турбоагрегата при его аварийном останове в случаях одновременного прекращения подачи масла насосами. Бачки установлены на крышках корпусов переднего подшипника, опорно-упорного подшипника и подшипника между ЦСД-I и ЦСД-II, а также на выхлопных частях ЦНД и на генераторе. Бачок для переднего подшипника вмещает 60 л масла, кроме того, имеется небольшая емкость на 13 л для питания импеллера. Бачок над опорно-упорным подшипником

разделен на два отсека в 120 и 470 л. Бачок на крышке подшипника между ЦСД-I и ЦСД-II также разделен на две части: 200 и 400 л и обеспечивает смазкой два вкладыша. На каждой выхлопной части размещено по два бачка по 300 л для смазки трех вкладышей турбины и одного вкладыша генератора. Бачок на генераторе обеспечивает смазку второго подшипника генератора и подшипников возбuditеля. Бачки, кроме емкости над опорно-упорным подшипником и на генераторе, заполняются во время работы турбины через вкладыши и идущие от них дозирующие трубки. Через эти же дозирующие трубки масло поступает из бачков к вкладышам при останове насосов.

В процессе останова турбины количество масла, подаваемого к подшипникам, может уменьшаться по мере уменьшения частоты вращения ротора. Поэтому дозирующие трубки имеют по высоте ряд отверстий разного диаметра. В первый момент после прекращения подачи масла насосами, когда частота вращения ротора велика, масло в дозирующие трубки поступает через все отверстия и к вкладышам поступает наибольшее количество масла. По мере снижения уровня масла в бачках, что совпадает с уменьшением частоты вращения ротора, масло в трубки начинает поступать через меньшее количество отверстий. Уменьшение количества подаваемого к вкладышам масла происходит также из-за снижения масляного столба, под действием которого происходит истечение масла.

Над уровнем масла в бачках всегда имеется некоторый объем воздуха за счет установки в них переливных труб, поддерживающих в бачках определенный уровень масла и соединяющих пространство над маслом в бачке с пространством внутри корпуса подшипника. Вследствие этого над уровнем масла не образуется замкнутого пространства и при истечении масла из бачка в нем не создается разрежения, которое могло бы задерживать истечение масла.

В бачок над опорно-упорным подшипником масло поступает под давлением непосредственно из линии смазки, поэтому при нормальной подаче масла от насоса заполнен весь бачок и свободного объема воздуха

в нем нет. Таким образом, исключается разрыв потока масла, идущего к вкладышу, и масло не насыщается воздухом. Имеющаяся переливная труба закрыта сверху пробкой с небольшими отверстиями, и, когда подача масла от насоса в бачок прекращается, воздух через эту трубу, так же как и в других бачках, из корпуса подшипника поступает в пространство над маслом. Поскольку упорным колодкам требуется большее количество масла, чем опорной части подшипника, масло непосредственно к ним подается из большего отсека бачка и не через дозирующую трубку, а через дозирующее отверстие, что обеспечивает постоянную площадь подвода масла. Из большего отсека по второй трубе масло поступает в масляный канал опорной части вкладыша, а из него и в пространства между колодками. Эта труба имеет всего одно небольшое отверстие в нижней своей части. В первый момент масло во вторую трубу, кроме этого отверстия, поступает через верхний открытый торец, но как только уровень масла несколько снизится, масло начинает поступать в трубу в меньшем количестве через нижнее отверстие. Из большего отсека через свою дозирующую трубку масло поступает также к технологической опоре для охлаждения ротора. Основное поступление масла к опорной части вкладыша происходит через дозирующую трубку из малого отсека емкости.

Одним из отличий системы маслоснабжения турбины Т-250-240 является также применение отдельно стоящих маслоохладителей (такие же маслоохладители установлены в системе маслоснабжения турбины Т-175-130). Всего установлено три маслоохладителя, один из которых является резервным.

Трубная система маслоохладителей имеет трубки из сплава МНЖ5-1. Для увеличения поверхности охлаждения к трубкам приварены спирали из медной проволоки. При сборке между трубками прокладываются деревянные бруски, препятствующие протеканию масла помимо спиралей. Номинальный расход масла че-

рез один маслоохладитель 165 м³/ч, охлаждающей воды — 150 м³/ч, максимальная температура охлаждающей воды на входе — 37 °С, по воде маслоохладители двух-ходовые.

За маслоохладителями установлены два сливных клапана, обеспечивающих поддержание давления в смазочной системе при переключениях маслораспределителей, при изменении режима работы гидромолоты ПЭН, при переключениях ПЭН и ПТН.

Масло, сливающееся из подшипников, попадает сначала в пеноотделитель, а затем в приемную камеру масляного бака. Отсюда масло слева направо обтекает бак по двум боковым карманам и торцевому

каналу и поступает в грязный отсек бака. Карманы привариваются к боковым стенкам бака на монтаже, чтобы обеспечить нужные для транспортировки габариты. Во время протекания масла по карманам происходит его первичная деаэрация. Далее масло, пройдя первый ряд фильтров, воздухоохладитель и второй ряд фильтров (с более тонкой сеткой), попадает в чистый отсек бака.

Маслобак аналогичной конструкции имеет и турбина Т-175-130, но в ней дистанционный указатель уровня масла выполнен с применением дифманометров, установленных вне бака.

Глава шестая

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

6.1. Общие положения

Системы автоматического регулирования (САР) современных паровых турбин в сочетании с развитыми системами дистанционного управления, контрольно-измерительных приборов, сигнализации и защиты турбоустановки обеспечивают автоматическое поддержание ряда параметров и возможность дистанционного управления турбоустановкой с блочного щита.

В зависимости от типа теплофикационной турбины автоматически регулируются следующие параметры:

- частота вращения ротора;

- давление пара в производственном отборе;

- давление пара в двух или в одном из регулируемых отопительных отборов или температура сетевой воды за подогревателем;

- противодавление;

- температура подпиточной воды, проходящей через встроенный пучок конденсатора;

- давление пара в коллекторе концевых уплотнений;

- уровни конденсата в конденсаторе и сетевых подогревателях (одновременно с рециркуляцией), подогревателях низкого и высокого давления.

Параметры по последним пунктам регулируются отдельными системами с электронными регуляторами и

электрическими исполнительными механизмами. Остальные параметры регулируются гидравлическими или электрогидравлическими САР самих турбин.

Системы автоматического регулирования турбин, выпускавшихся до начала 70-х годов, имели характерные решения, подробно рассмотренные в [34], поэтому ниже приведены только краткие сведения по этим решениям.

Внедрение электронных регуляторов в САР турбины дало возможность расширить число регулируемых параметров и повысить точность их поддержания [44, 71]. В дальнейшем рассмотрено, а затем практически проверено выполнение САР без применения принципа связанности. Этот принцип входил ранее в число основных решений, использовавшихся в САР теплофикационных турбин всех отечественных заводов [37, 65, 69].

В связанных системах регулирования импульс от каждого регулятора передается всем главным сервомоторам, причем передаточные числа связей обеспечивают необходимое для независимости регулируемого параметра перемещение сервомоторов. Выполнение систем регулирования не полностью связанными позволило существенно упростить некоторые узлы, а также связи в САР турбины. Статическая независимость регулируемых параметров в системах не свя-

занного регулирования обеспечивается не за счет передаточных чисел связей, а другими способами. Например, параметры, по которым турбина не работает в параллель, могут быть независимыми при изодромных регуляторах. Для статической независимости параметров, по которым агрегат работает параллельно с другими машинами, могут применяться пропорционально-интегральные (изодромные) регуляторы нагрузки (например, регулятор электрической мощности) [2, 32, 24, 40, 42].

В результате проведенных работ создана несвязанная электрогидравлическая система регулирования (ЭГСР), которой стали оснащаться турбины Т-110/120-130-4 и Т-110/120-130-5, а затем и другие турбины. ЭГСР включает в себя гидравлическую (ГЧСР) и электрическую (ЭЧСР) части системы регулирования. Гидравлическими остались главные сервомоторы, которые должны обладать большими перестановочными усилиями и иметь малое время срабатывания, а также связи в быстродействующем контуре регулирования частоты вращения и некоторые другие связи.

Электрическая часть турбины Т-110/120-130-4 включила в себя электронные регуляторы мощности, теплофикационных (отопительных) отборов и температуры подпиточной воды; два исполнительных механизма типа МЭО, а также электрогидравлический преобразователь (ЭП). В ЭЧСР входят также необходимые электрические блоки и устройства.

Таким образом, в новых электрогидравлических системах автоматического регулирования теплофикационных турбин некоторые применявшиеся ранее характерные решения изменились: вместо полностью связанной система стала связанной частично при сохранении статической независимости регулируемых параметров; кроме гидравлических связей, появились и электрические связи; исключены из схемы гидравлические регуляторы давления; добавилась возможность регулирования новых

параметров: электрической мощности турбины, температуры сетевой воды на выходе из ПСГ (№ 1 или 2), разности температур на выходе и входе сетевой воды в подогревателях, температуры подпиточной воды на выходе из встроеного пучка конденсатора.

Новыми явились и некоторые решения, применяемые в турбине Т-250-240. Среди них в первую очередь следует отметить использование воды вместо масла в САР этой турбины. Это наложило свой отпечаток на конструкцию гидравлических элементов системы регулирования, а также на систему маслоснабжения турбины.

Гидравлические связи в САР выполняются с установкой регулирующих дросселей на подводах и на сливах масла, с обеспечением линейных зависимостей между ходами связываемых элементов.

Промежуточные сервомоторы представляют собой вращающиеся дифференциальные поршни (золотники), что обеспечивает их высокую чувствительность и возможность исключения витых пружин. Повышению чувствительности способствует высокая твердость поверхностей золотников и букс. Вращение золотников осуществляется струей масла, вытекающего из тангенциальных окон (дросселей) на дифференциальных поршнях. Расход масла через окна определяется временем срабатывания промежуточных сервомоторов. Положение поршней не зависит от абсолютного давления рабочей жидкости, на него практически не влияет и ее температура [33, 35].

В САР применен гидродинамический принцип регулирования частоты вращения, для его реализации используется импеллер, устанавливаемый на одном валу с главным масляным насосом, жестко соединенным с ротором турбины. Импеллер применяется и в турбине Т-250-240, в которой маслоснабжение осуществляется отдельными насосами смазки.

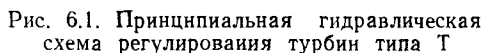
Регуляторы частоты вращения и регуляторы давления там, где последние не заменены электронными, имеют мембранно-ленточные датчики,

Для увеличения скорости движения главных сервомоторов при сбросах нагрузки в характеристику обратной связи промежуточного сервомотора ЧВД введена нелинейность, а управление сервомотором ЧНД в этой ситуации производится дополнительным пояском золотника сервомотора ЧВД.

Следует отметить, что САР проектируются на единой принципиальной основе и имеют высокую степень унификации.

Работу системы регулирования рассмотрим на примере гидравлической схемы турбины типа Т, показанной на рис. 6.1. Система имеет два регулятора: частоты вращения f и давления p .

Предположим, что вследствие уменьшения электрической нагрузки произошло повышение частоты вращения ротора турбины. Тогда пропорционально квадрату изменения частоты вращения увеличится давление масла за импеллером, которое воспримется мембраной регулятора. Дополнительный прогиб мембраны передается ленте, что увеличит слив масла из сопла. Давление над поршнем золотника регулятора l уменьшится и золотник переместится вверх, увеличивая подвод масла через дроссель f_{11} (дроссели f_1 , а также дроссели 8 условно показаны вне золотников). Когда увеличение подвода масла



Одновременная подача команды в обе линии определяется принципом связанности регулирования, а направление и команда, передаваемая в каждую линию, — принципом независимости.

Относительное снижение мощности турбины будет пропорционально относительному изменению частоты вращения, т. е.

где ΔN и Δn — изменение мощности и частоты вращения турбины; $N_{\text{ном}}$ — номинальная мощность турбины; Δn_n — неравномерность* регулирования частоты вращения.

207

Суммарное изменение мощности турбин в системе всегда равно изменению использования энергии потребителями.

Движение на закрытие парораспределения происходит при понижении давления в любой линии системы регулирования, за исключением короткой линии от импеллера к мембране регулятора частоты вращения. Такое воздействие уменьшает опасные последствия в случае аварийного разрыва масляных линий, так как приводит к останову турбины.

Для перемещения поршней главных сервомоторов только на величину, соответствующую сигналу регулятора, дросселями 7 подается команда обратной связи. И если дроссели золотника 1 подавали сигнал на понижение давления в управляющих линиях, то дроссели 7 при движении поршней главных сервомоторов вниз увеличивают подвод масла в эти линии, повышая давление. Теперь золотники 9 начнут двигаться вверх, пропорционально уменьшая подвод масла своими дросселями 8. Когда золотники 9 рабочими поясками перекроют подвод и отвод масла из полостей главных сервомоторов, они остановятся, так как остановятся поршни главных сервомоторов и перестанут изменяться открытия дросселей 7. Золотники 9 в статике всегда находятся в одном и том же отсечном положении, поэтому открытие дросселей 8 и расход масла через них всегда постоянны. Изменение расхода масла, вызываемое перемещением золотников 1 или 2, в конечном итоге компенсируется соответствующим изменением расхода через дроссели 7.

На схеме видно, что открытие дросселя f_{11} , управляющего подводом масла в полость над поршнем золотника регулятора частоты вращения, может изменяться как за счет перемещения золотника, так и специальным приводом. Так условно на схеме показан синхронизатор C_B регулятора (задатчик, приспособление для изменения частоты вращения, МУТ-механизм управления турбиной). У регулятора давления 2 имеется устройство C_H для изменения давления (задатчик давления, синхронизатор регулятора давления), которое параллельно с соплом может изменять слив масла из полости под поршнем золотника регулятора давления дросселем f_{12} . Изменяя вручную открытие дросселей f_{11} и f_{12} у регулятора 1 или 2, можно вызвать перемещения поршней главных сервомоторов так же, как и от изменения прогиба мембранно-ленточной системы при подаче импульса на мембрану.

Под номером 3 на схеме условно показано изодромное устройство регулятора

давления. Устройство получает команду от золотника регулятора давления и выдает команду в линию, которой управляет дроссель f_{22} .

Дроссели 4 включены в линию управления золотником 9_н главного сервомотора ЧНД (регулирующих диафрагм). В нормальных условиях работы системы эти дроссели закрыты. При значительном перемещении вниз золотника 9_н главного сервомотора ЧВД нижний дроссель 4 открывает слив из управляющей линии золотника сервомотора ЧНД, вызывая закрытие сервомотором регулирующих диафрагм. Такое воздействие происходит при сбросе нагрузки, когда большое ускорение ротора дает сильный импульс регулятору частоты вращения и через него другим элементам. Закрытие регулирующих диафрагм уменьшает динамический заброс частоты вращения.

Верхний дроссель 4 управляется золотником регулятора частоты вращения и открывается при возрастании частоты вращения ротора сверх 3200 об/мин. Находясь в открытом положении, верхний дроссель 4 препятствует открытию регулирующих диафрагм, пока частота вращения ротора не снизится ниже указанной величины. Это необходимо, ибо первый дроссель закрывается быстро вследствие возвращения золотника сервомотора ЧВД в отсечное положение обратной связью при опускании поршня сервомотора, и при отсутствии второго дросселя 4 регулирующая диафрагма открылась бы до снижения частоты вращения.

Устройство 5 для перевода турбины на режим с противодавлением (переключатель) представляет собой заблокированные в одном золотнике дроссели. При перемещении маховичком золотника переключателя вниз его верхний дроссель открывает большой слив из линии H , что вызывает полное перемещение поршня сервомотора ЧНД до нижнего упора и закрытие регулирующих диафрагм. Открывающийся через дроссель слив настолько велик, что увеличение подвода масла в эту линию через обратную связь 8_н не восстанавливает в ней давления. Поэтому золотник 9 опускается вниз из среднего отсечного положения, стремясь восстановить давление подводом через дроссель 7_н. Однако этого подвода также недостаточно для восстановления давления в линии H , вследствие чего золотник 9_н доходит до упора. Смещение вниз золотника приводит к постоянному соединению полости над поршнем сервомотора ЧНД с напорной линией, а полости под поршнем — с линией всасывания насоса, чем обеспечивается плотное прижатие поршня к нижнему упору независимо от перемещения золотников регуляторов 1 и 2.

Второй дроссель переключателя 5 соединяет линию B с дополнительной линией B_1 (дополнительный этаж ЧВД в корпусе

блока регуляторов). На линии B_1 у золотника регулятора давления 2 имеется дроссель, действующий в ту же сторону, что и нижний дроссель относительно основной линии B .

Таким образом, на линию B теперь действуют одновременно два дросселя, поэтому при том же перемещении золотника регулятора 2 сервомотор ЧВД будет перемещаться на больший ход, чем это было на обычном режиме с отбором пара. Вследствие этого, несмотря на то, что компенсация изменения расхода пара в отбор осуществляется на режиме работы по тепловому графику только органами парораспределения ЧВД без участия регулирующих диафрагм, общая неравномерность регулирования давления почти не возрастает. Суммарная площадь окон, расположенных на сливах сразу в двух этажах, позволяет регулятору давления в этом случае при своем рабочем ходе почти полностью перемещать клапаны ЧВД, поддерживая нагрузку в широком диапазоне.

На режиме с противодавлением, который возможен при работе турбогенератора на достаточно мощную электрическую сеть, поддерживающую стабильность частоты вращения турбины, регулятор частоты вращения вступает в действие только при сбросах электрической нагрузки.

Для более эффективного воздействия на систему регулирования золотник регулятора частоты вращения на этом режиме устанавливается около положения холостого хода, за которым его окна открывают большие сливы из линии B . Чтобы при данном положении золотника не произошло закрытия регулирующих клапанов и обеспечивалось необходимое управление клапанами регулятором давления, на рассматриваемом режиме нижний дроссель переключателя 5 открывает постоянную подпитку линии B .

Дроссель 6 конструктивно соединен с приводом синхронизатора C_H . При выключении сервомотора сначала полностью открывается дроссель синхронизатора, а затем закрывается дроссель 6. Увеличение слива масла из полости над поршнем золотника 2 через дроссель синхронизатора приводит к подъему золотника до упора, так как, несмотря на увеличение подвода масла через тангенциальные щели (дроссель f_{12}), давление над золотником не восстанавливается. Происходит выключение регулятора 2, после чего изменение прогиба ленты не сказывается на положении золотника из-за того, что даже при уменьшении прогиба давление в полости над поршнем золотника не меняется, так как слив через дроссель синхронизатора достаточно велик.

Когда дроссель 6 закрыт, то камера

под золотником 9_H оказывается отрезанной от сливов линии H , в то время как подводы масла через дроссели 7_H и 8_H сохраняются. Давление в камере под золотником возрастает, золотник 9_H идет до упора вверх, открывая доступ масла под поршень сервомотора и слив масла из полости над поршнем. Поршень сервомотора доходит до упора вверх, регулирующие диафрагмы полностью открываются. Такое положение имеет место при работе турбины на чисто конденсационном режиме, причем и на этом режиме в случае открытия дросселей 4 их площадей (каждого в отдельности) оказывается достаточно, чтобы снизить давление масла в камере под золотником 9_H , опустить поршень сервомотора и закрыть регулирующие диафрагмы.

Принципиальная гидравлическая схема регулирования турбины ПТ-135-130 изображена на рис. 6.2. Система регулирования этой турбины может одновременно автоматически поддерживать четыре параметра: частоту вращения ротора и давление в трех отборах — производственном и двух отопительных (верхнем и нижнем). Соответственно система имеет четыре регулятора — регулятор частоты вращения 1 и три регулятора давления (2_c , $2_{HВ}$, $2_{HН}$) — и четыре главных сервомотора (7, 8, 9 и 10), управляющих соответственно регулируемыми клапанами ЧВД и ЧСД и регулируемыми диафрагмами промежуточного отсека (ПО) и ЧНД. Когда включены все регуляторы, суммирование импульсов от них к главным сервомоторам происходит в линиях B , C , H_B и H_H . Под номером 3 на схеме условно показано изодромное устройство регулятора давления, оно получает команду от золотника и выдает команду в линию.

В САР турбины ПТ-135-130 синхронизаторы регуляторов давления воздействуют на золотник перемещением сопла, а не дополнительного дросселя (конуса), как на схеме рис. 6.1. Такую конструкцию синхронизатора регулятора давления имеет также САР турбины Т-175-130, ранее она применялась и в других турбинах.

В САР турбины ПТ-135-130 верхний дроссель 4 действует на главный сервомотор 10, а нижний — на глав-

ный сервомотор 8. В сервомоторе 8 имеется аналогичный дроссель 6, который воздействует на главный сервомотор 9. Таким образом, при сбросе электрической нагрузки и последующем повышении частоты вращения ротора турбины происходит срабатывание всех главных сервомоторов в сторону закрытия органов парораспределения.

Поскольку в турбине ПТ-135-130 предусмотрена возможность работы на режиме с противодавлением (теплового графика), в САР турбины имеется переключатель 5 на этот режим. При его включении открываются дополнительные сливы из управляющих линий В, С, H_B и H_N и отключаются линии C_1 и H_{B1} , благодаря чему регулятор 2_с перестает воздействовать на сервомоторы 8 и 9, а регулятор 2_{нв} — на сервомотор 9. За счет большого слива из линии H_N поршень сервомотора 10 устанавливается на нижний упор, закрывая регулируемую

диафрагму, и перестает воспринимать команды всех регуляторов.

Следовательно, при изменении тепловой нагрузки давление в нижнем отопительном отборе будет поддерживаться за счет соответствующего изменения открытия регулирующих клапанов ЧВД и ЧСД и регулирующей диафрагмы промежуточного отсека; давление в верхнем отопительном отборе — за счет регулирующих клапанов ЧВД и ЧСД; давление в производственном отборе — только за счет клапанов ЧВД. При всех изменениях тепловых нагрузок будет происходить изменение и электрической нагрузки.

Дополнительные сливы из линий В, С и H_B обеспечивают требуемый диапазон работы регуляторов на режиме теплового графика, в частности они компенсируют отключение сливов из линий C_1 и H_{B1} .

Гидравлическая, работающая на воде, схема САР турбины Т-250-240

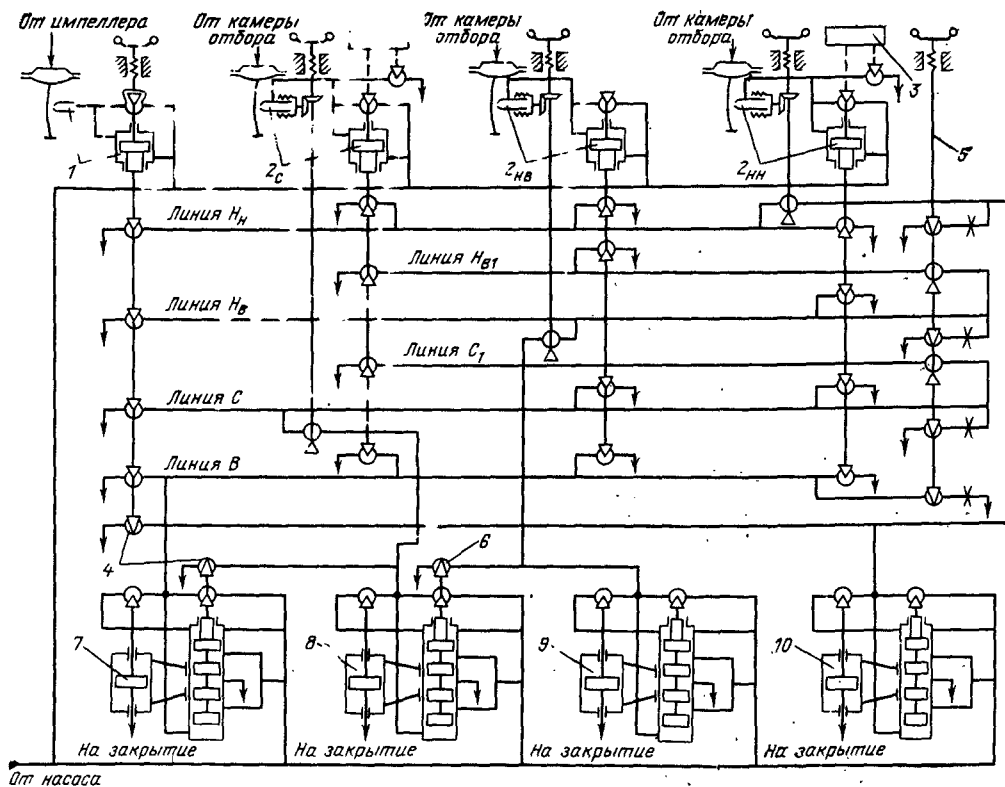


Рис. 6.2. Принципиальная гидравлическая схема регулирования турбины ПТ-135-130

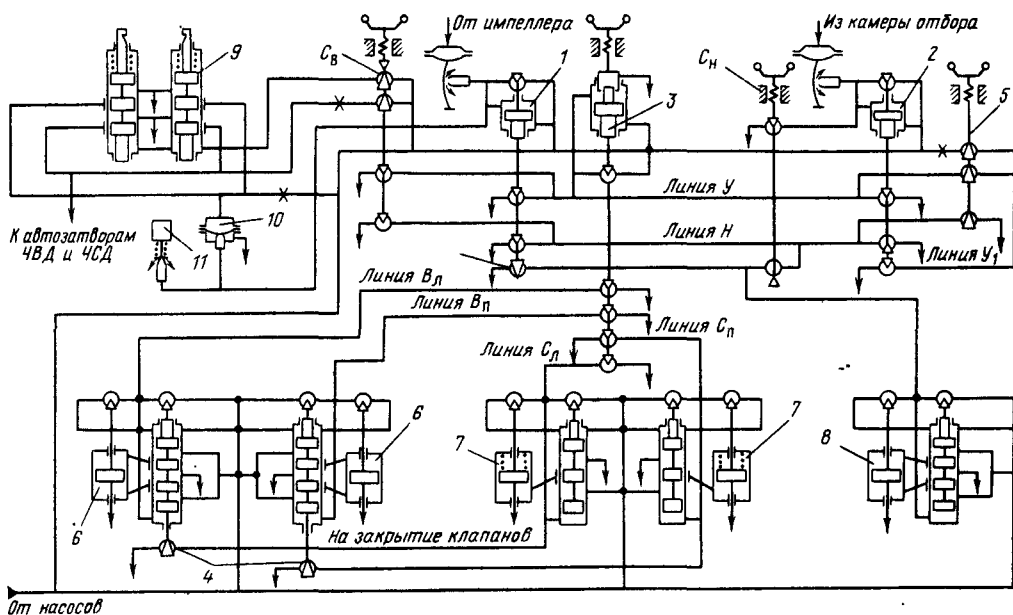


Рис. 6.3. Принципиальная гидравлическая схема регулирования турбины Т-250-240

(рис. 6.3) предназначена, как и схема на рис. 6.1, для поддержания в заданных пределах двух параметров: частоты вращения ротора и давления в одном из двух отопительных отборов. Однако особенности турбины Т-250-240 наложили отпечаток и на ее систему регулирования. В первую очередь это относится к наличию у турбины промежуточного перегрева пара и соответственно к введению в САР узлов управления стопорными и регулирующими клапанами ЧСД. В связи с большими расходами пара в турбине имеются по два блока клапанов ЧВД и ЧСД, а в САР — по два главных сервомотора ЧВД (6) и ЧСД (7). Главный сервомотор ЧНД (8) управляет двоякой регулирующей диафрагмой.

Учитывая большое число главных сервомоторов, в схему ввели промежуточный золотник 3. Золотники регуляторов 1 и 2 имеют дроссели, непосредственно воздействующие на линию Н управления сервомотором ЧНД и на линию У, управляющую перемещением золотника 3, который имеет дроссели, воздействующие на линии Вп и Вл, управляющие сервомоторами правого и левого блоков

клапанов ЧВД, и на линии Сп и Сл сервомоторов правого и левого блоков клапанов ЧСД. Главные сервомоторы ЧСД — односторонние пружинные, как было отмечено, их поршни перемещаются на полный ход, когда главные сервомоторы ЧВД открывают регулирующие клапаны ЧВД примерно на 30 %.

Синхронизатор регулятора частоты вращения C_B представляет собой отдельный элемент. Верхний дроссель 4 воздействует на сервомотор ЧНД, а два нижних дросселя 4 — на сервомоторы ЧСД.

При переводе турбины на режим противодействия переключатель 5 аналогично показанному на схеме рис. 6.1 подключает к линии У дополнительную линию $У_1$ и дополнительную подпитку, компенсирующую слив через дроссель на линии $У_1$. Открывающийся слив из линии Н обеспечивает установку поршня сервомотора ЧНД на нижний упор.

Для исключения влияния протечки воды через пояски золотников автомата безопасности 9 на стабильность настройки золотника регулятора частоты вращения установлен мембранный разделитель 10. При

введенных золотниках автомата безопасности давление воды плотно прижимает мембрану к соплу, закрывая из него слив. Если золотники автомата безопасности срабатывают (опускаются), то давление в камере мембраны снижается и мембрана отходит от сопла, открывая слив воды из полости над золотником регулятора частоты вращения, что приводит к быстрому перемещению всех главных сервомоторов в сторону закрытия органов парораспределения. Одновременно другие пояски золотников автомата безопасности открывают сливы из линии, идущей к золотникам автозатворов стопорных клапанов ЧВД и ЧСД, обеспечивая их закрытие. Под номером 11 на схеме показан электрогидравлический преобразователь (ЭГП).

В САР турбины Т-250-240 рабочей жидкостью является вода. Это решение определилось стремлением снизить пожарную опасность агрегата, имеющего разветвленную систему высокотемпературных паропроводов. При этом учитывалось также, что рациональное выполнение САР турби-

ны Т-250-240 требует применения в ней рабочей жидкости повышенного давления, что при использовании масла является фактором, повышающим пожарную опасность.

Применяемые в узлах САР материалы и их обработка, а также конструктивные решения сводят к минимуму коррозионное воздействие воды и ее специфические свойства, влияющие на протечки через зазоры в элементах САР.

Наиболее простой является САР турбины Р-100-130, ее принципиальная гидравлическая схема показана на рис. 6.4. Система предназначена для поддержания в заданных пределах одного из двух регулируемых параметров: или частоты вращения ротора, или давления за турбиной (противодавления). Система имеет регулятор частоты вращения и регулятор давления и один главный сервомотор регулирующих клапанов ВД. Команда, которую в зависимости от режима работы турбины выдает один из регуляторов, передается к сервомотору по линии В. Поскольку в данной турбине нет органов парораспределения

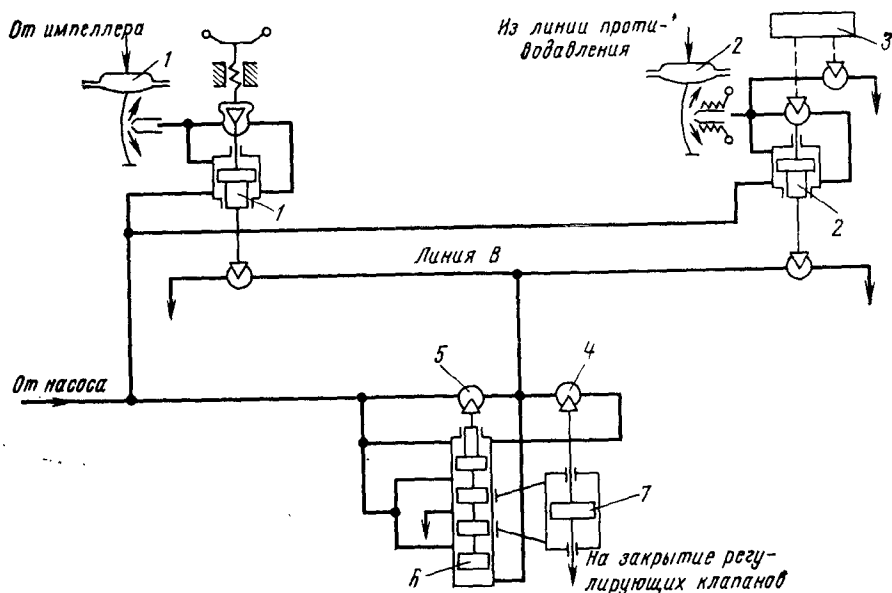


Рис. 6.4. Принципиальная гидравлическая схема регулирования турбины Р-100-130:

1, 2 — регуляторы частоты вращения и давления; 3 — изодром; 4, 5 — дроссели обратной связи главного и промежуточного сервомоторов; 6 — золотник главного сервомотора; 7 — главный сервомотор

ЧСД или ЧНД, то в сервомоторе и регуляторе частоты вращения отсутствуют дроссели, предназначенные для воздействия на другие сервомоторы.

Гидравлические схемы САР некоторых турбин дополнены электрической частью, которая включает в себя электронные регуляторы тепловой нагрузки (производственной, отопительной). Импульсы от этих регуляторов вводятся в систему через электроприводы синхронизаторов гидравлических регуляторов давления. В некоторых системах имеется электронный регулятор мощности, воздействующий на синхронизатор регулятора частоты вращения. Этот регулятор может воспринимать ряд импульсов, в том числе от энергосистемной автоматики.

В системах турбин Т-250-240, Т-175-130 электрические импульсы, например при сбросе нагрузки, могут быть введены через имеющийся быстродействующий ЭГП. В САР турбин, у которых предусмотрен регулируемый подогрев подпиточной воды во встроеном пучке конденсатора, устанавливается электронный регулятор подпиточной воды, воздействующий на электропривод устройства, позволяющего перемещать в определенных пределах шайбу конуса обратной связи сервомотора НД, поршень которого находится на гидравлическом упоре.

В рассмотренных вариантах ЭЧСР как бы надстроена над ГЧСР, с которой они совместно образуют электрогидравлическую систему. В последнее время на турбинах стали применяться электрогидравлические САР, в которых обе части (ГЧСР и ЭЧСР) органически входят одна в другую. В качестве примера на рис. 6.5 показана такая схема для турбин Т-110/120-130-4 и Т-110/120-130-5.

В систему входят гидродинамический регулятор частоты вращения и три электронных регулятора: мощности (ЭРМ), тепловой нагрузки (ЭРТН) и температуры подпиточной воды (ЭРПВ). Регулятор частоты вращения с помощью гидравлических связей передает свои команды обоим

главным сервомоторам 10 по принципу связанного регулирования. ЭРТН воздействует только на сервомотор 10_н.

Импульс передается при помощи МЭО-2 (на схеме М-2) через приспособление 6 для изменения давления. Для обеспечения независимости нагрузок при работе ЭРТН должен быть подключен ЭРМ, который восстанавливает мощность агрегата, изменяющуюся при работе ЭРТН.

Регулятор мощности действует через МЭО-1 (на схеме М-1) на синхронизатор С_в регулятора частоты вращения. Кроме поддержания заданной мощности, ЭРМ может воспринимать импульс от частоты электрического тока. ЭРТН может поддерживать заданную температуру сетевой воды либо за ПСГ № 1 (когда он работает один), либо за ПСГ № 2 (если включены оба подогревателя). Может поддерживаться разность температур

$$\Delta t = t_1 - t_{06},$$

где t_{06} — температура обратной сетевой воды на входе в ПСГ № 1; t_1 — температура сетевой воды после подогревателей.

Это целесообразно, когда тепловая нагрузка на ТЭЦ превышает допустимую нагрузку на турбину и сетевая вода после ПСГ № 2 направляется для дополнительного нагрева в пиковый котел (или бойлер).

В рассматриваемом случае при поддержании постоянной температуры за ПСГ № 2 повышение температуры обратной сетевой воды, например вследствие уменьшения потребления горячей воды в ночные часы, будет вызывать снижение нагрузки на турбину, что потребует вмешательства обслуживающего персонала для восстановления нагрузки. Поддержание регулятором постоянной разности температур обеспечивает неизменность нагрузки турбины, освобождая обслуживающий персонал от частого вмешательства в работу системы регулирования.

В ЭРТН введены также защитные импульсы: p_n — давления в камере нижнего отопительного отбора и p_c —

давления сетевой воды, благодаря чему регулятор предотвращает повышение давления p_n сверх допустимого и разгружает турбину при падении давления сетевой воды во время работы турбины по тепловому графику.

Регулятор температуры подпиточной воды поддерживает заданную ее величину на выходе из встроенных пучков конденсаторов за счет изменения в некотором диапазоне расхода пара через регулирующие диафрагмы. Регулятор действует на сервомотор ЧНД через МЭО-2.

Электронные регуляторы имеют блоки управления S_1 и S_4 , позволяющие переводить главные сервомоторы на автоматическое или дистанцион-

ное управление. Имеются также датчики регулируемых параметров R_1 , R_2 и R_3 и блоки указателей P_2 и P_4 .

Для перевода на различные режимы автоматического управления предусмотрен ключ S_5 , который можно устанавливать в три положения. В положении 2 все электронные регуляторы отключены, в работе находится гидравлический регулятор частоты вращения. Такой режим необходим при пуске турбины и может использоваться и при работе турбины с чисто конденсационной нагрузкой. В положении ключа 1 регуляторы ЭРМ и ЭРТН могут подключаться соответственно к МЭО-1 и МЭО-2. Для этого необходимо блоки S_1 и S_4

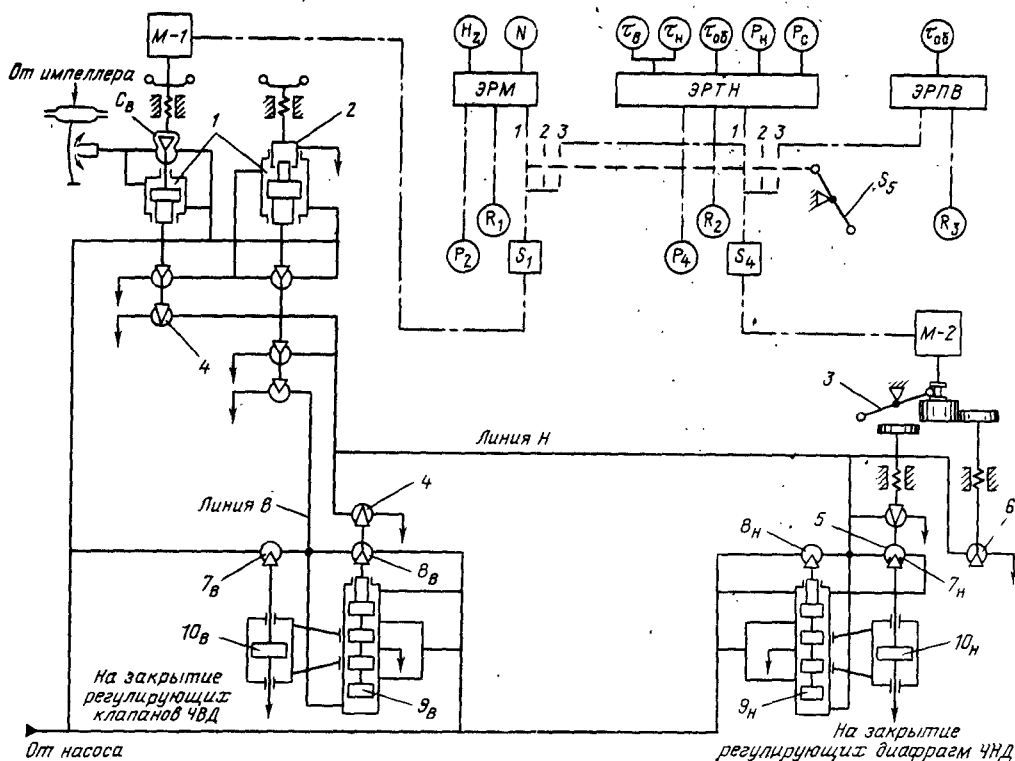


Рис. 6.5. Принципиальная электрогидравлическая несвязанная схема регулирования турбины Т-110/120-130-4:

1 — регулятор частоты вращения с золотниками $\varnothing 65$ и $\varnothing 70$ мм, ограничителем мощности 2 и синхронизатором C_3 ; 3 — переключатель; 4 — верхний и нижний дроссели воздействия на сервомотор ЧНД; 5 — устройство для перемещения поршня сервомотора на гидравлическом упоре; 6 — приспособление для изменения давления в отборе; 7в, 7н, 8в, 8н — дроссели обратной связи главных и промежуточных сервомоторов; 9в, 9н — золотники главных сервомоторов с промежуточными сервомоторами; 10в, 10н — главные сервомоторы; ЭРМ — электронный регулятор мощности (РМ); ЭРТН — электронный регулятор тепловой нагрузки (РО — регулятор отбора); ЭРПВ — электронный регулятор подпиточной воды (РПВ); S_1, S_4 — блоки управления; R_1, R_2, R_3 — датчики; P_2, P_4 — блоки указателей; S_5 — переключатель; МЭО-1, МЭО-2 — механизмы электрические однооборотные (МЭО)

поставить в положение автоматического управления. Включение обоих регуляторов соответствует режиму работы турбины по электрическому графику с отопительной нагрузкой. У ЭРМ при этом подключается датчик мощности, у ЭРТН — датчик давления и требуемый датчик температуры. Предварительно при подключении датчиков к регуляторам блоки S_1 и S_4 устанавливаются в положение дистанционного управления и производят балансировку регуляторов задатчиками до установки стрелок блоков указателей в нулевое положение, после чего блоки S_1 и S_4 переводят в положение автоматического управления.

Если при установке ключа S_5 в положение 1 включить на автоматическое управление только блок S_1 , то САР будет подготовлена к работе на чисто конденсационном режиме с восприятием импульса либо по частоте электрического тока, либо по мощности генератора.

Установка ключа S_5 в положение 3 производится при переводе турбины на режим теплового графика с регулированием температуры подпиточной воды. В этом положении ключа ЭРПВ подключен к МЭО-2, а ЭРТН — к МЭО-1, ЭРМ выключен. Привод от МЭО-2 переключателем 3 подключается к устройству 5 для перемещения поршня сервомотора 10, причем приспособление 6 также остается подключенным к МЭО-2. Предварительно приспособление устанавливается в нижнее положение, в котором оно открывает большой слив из линии H , обеспечивая установку поршня сервомотора ЧНД на гидравлический упор. Устройство 5 работает за счет перемещения шайбы конуса обратной связи. В начале его хода открывается дополнительный слив из линии H (на схеме — верхний дроссель устройства), который компенсирует уменьшение слива из этой линии дросселем приспособления 6, когда оно будет при работе МЭО-2 перемещаться вверх одновременно с устройством 5.

При подъеме шайбы конуса обратной связи ее кромка доходит до

конца конуса, увеличивая подвод масла в линию H . Поршень сервомотора сместится вверх до момента совпадения конца конуса с кромкой шайбы, в этом положении поршень остановится.

Если на режиме теплового графика меняется температура сетевой воды (или разность температур), то ЭРТН передает команду клапаном ВД через МЭО-1 и золотники регулятора частоты вращения.

6.3. Блок регуляторов

В системах регулирования гидравлические регуляторы монтируются на одном корпусе, образуя блок регуляторов. В этом же корпусе устанавливается переключатель на режим с противодавлением. Условно регуляторами называются унифицированные узлы без перемещающихся в корпусе блока золотников. Такая комплектация позволяет применять в турбинах разных типов одинаковые регуляторы, в то время как в целом блоки, в которые входят золотники с окнами необходимых размеров, называются разными. В корпусах блоков имеются горизонтальные камеры — этажи, в части из них происходит суммирование импульсов регуляторов, передаваемых затем сервомоторам. Другая часть этажей служит подводящими и перепускными каналами.

В блоках всех турбин к верхнему этапу подается напорное масло, а нижний этаж соединяется с сервомотором ЧВД (линия B , рис. 6.2). В зависимости от типа турбины один из следующих этажей соединяется с сервомотором ЧСД (линия C), а другой — с сервомотором ЧНД (линия H). Корпуса блоков регуляторов выполняются сварными. Блоки, кроме блока турбины Т-250-240, размещаются в правом крыле корпусов передних подшипников и устанавливаются нижней опорной плоскостью на среднюю плиту сварного корпуса подшипника, через которую к блоку подсоединяются основные масляные линии.

Поскольку в несвязанных электрогидравлических системах имеется только один гидравлический регулятор, то блока регуляторов в них нет. Регулятор частоты вращения, который через свой синхронизатор в этих системах может воспринимать импульсы от ЭРМ и ЭРТН, в этом качестве называется блоком регулирования.

6.4. Регулятор частоты вращения

Чувствительным элементом регулятора частоты вращения (рис. 6.6) является мембранно-ленточная система, воспринимающая импульс от импеллера и передающая его через сопло золотникам. Мембрана 5 при изменении давления за импеллером меняет свой прогиб, передавая его ленте 6, жестко соединенной с мембраной с передаточным отношением примерно 1 : 10. Второй конец ленты закрепляется натяжным винтом 8, имеющим наружную и внутреннюю резьбы. За один оборот винта хвостовик ленты смещается на разность шагов резьб — 0,25 мм.

При вращении натяжного винта по часовой стрелке лента перемещается в сторону мембраны. Перед сборкой ленту необходимо отодвинуть от мембраны на 3 мм, чтобы при завинчивании винта он несколько ввинтился в крышку прежде, чем лента упрется в мембрану. После этого затягивается колпачковая гайка и производится необходимый прогиб ленты винтом. Прогиб ленты и положение сопла 7 определяются при испытании регулятора. Необходимое направление прогиба ленты обеспечивается предварительным нажатием на нее соплом.

Регулятор выполнен с двумя золотниками: золотником 4 диаметром 65 мм, на оси которого смонтирован синхронизатор 3 и золотником 1 диаметром 70 мм, на оси которого расположен ограничитель мощности 2. Два золотника предопределили наличие в регуляторе двух усилений — предварительного и первого.

Конструктивно золотники и передача импульса к ним выполнены на основе типового элемента (рис. 6.7), который представляет собой соеди-

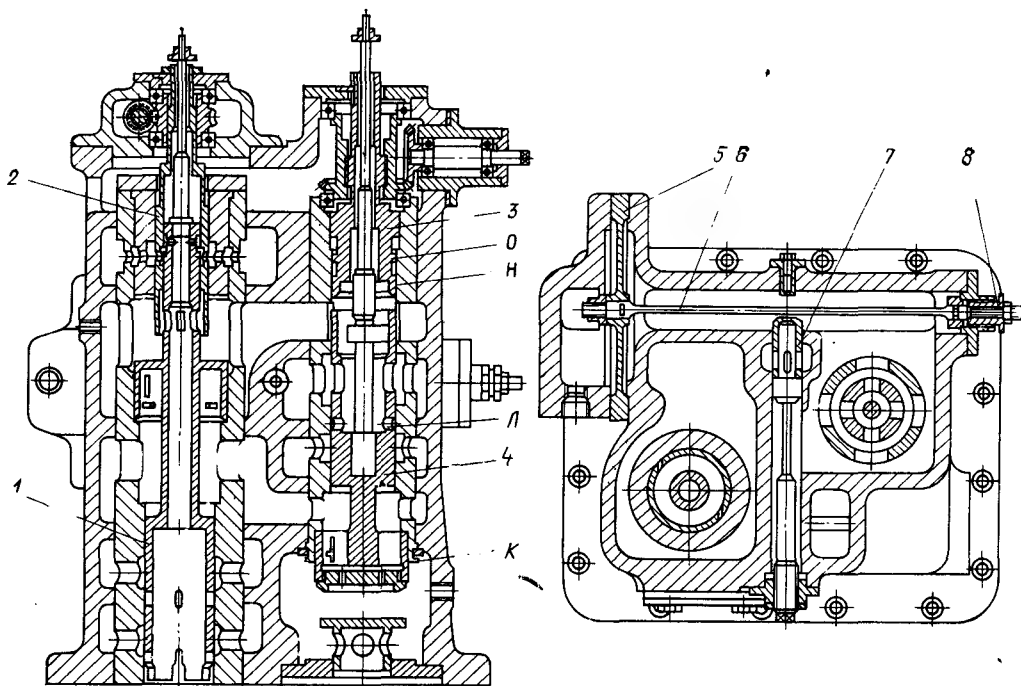


Рис. 6.6. Регулятор частоты вращения

нение двух деталей — дифференциального поршня и золотника. Поршень диаметром D вместе с корпусом (буксой) образует проточный сервомотор, который при своем перемещении двигает золотник меньшего (в некоторых узлах — того же) диаметра d . Перемещением поршня управляет, изменяя свое открытие, дроссель f_2 .

В зависимости от местонахождения элемента в системе дроссель f_2 может быть образован либо щелью между соплом и лентой, либо окном в предыдущем золотнике, либо каким-нибудь другим переменным сечением. Масло в камеру под поршнем подводится через дроссель f_1 , расположенный на поршне и выполненный в виде тангенциальных щелей. Поток масла в дросселе протекает от центра к внешней поверхности и вращает золотник, сводя к минимуму его нечувствительность.

Когда поршень находится в равновесии, силы, действующие на него снизу и сверху, равны, т. е.

$$p_0 F_1 = p_x F_2,$$

где F_1 и F_2 — рабочие площади соответственно снизу и сверху поршня; p_0 и p_x — давление масла, действующее на эти площади. В системах регулирования принято, что площади F_1 и F_2 относятся примерно как 1 : 2, при этом давление над поршнем

$$p_x \approx p_0/2.$$

Пока золотник не на упоре, давление p_x всегда постоянно. При увеличении слива через дроссель f_2 давление над поршнем начинает падать (прямая связь), сила, действующая на поршень снизу, оказывается больше, чем сила, действующая сверху, и поршень движется вверх. По мере движения поршня вверх увеличивается открытие дросселя f_1 на подводе масла в камеру над поршнем и давление вновь восстанавливается (обратная связь, самовыключение). Принятые соотношения рабочих площадей и давлений требуют, чтобы площади дросселей f_1 и f_2 были равны, причем эти дроссели могут иметь не-

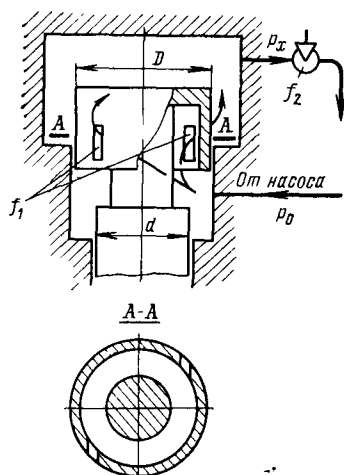


Рис. 6.7. Типовой элемент

сколько параллельных сечений (например, дроссель f_1 образован двумя щелями в поршне). Как только наступит равенство суммы сечений на подводе масла сумме сечений на сливе, поршень остановится.

Рассмотренная гидравлическая связь обеспечивает линейную зависимость между ходами элементов, перемещающих дроссели f_1 и f_2 .

В регуляторе частоты вращения дифференциальный поршень золотника $\varnothing 65$ мм находится внизу, масло к торцу поршня подводится через два тангенциальных окна, открытие которых определяется кромкой K буксы. 4. К окнам масло подается из напорного этажа блока по каналу в корпусе и выточке в золотнике. Слив масла из камеры поршня происходит через зазор между лентой и соплом. Напорное масло, подводимое к золотнику, давит на кольцевую площадку, масло, прошедшее через тангенциальные окна, давит на торец поршня. Тангенциальные окна имеют форму, показанную на рис. 6.8. Широкая часть окна золотника дает большую неравномерность регулирования, чем узкая его часть. Так как во всех последующих элементах сохраняются линейные зависимости перемещений, то тангенциальные окна золотника $\varnothing 65$ мм формируют статическую характеристику регулирования частоты

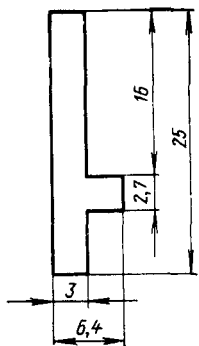


Рис. 6.8. Тангенциальное окно золотника
Ø65 мм

ты вращения, которая будет иметь вид, показанный на рис. 6.9.

Пологие участки характеристики соответствуют работе на двух узких участках окон, крутой участок — работе на широкой части окна. Таким образом, получено так называемое разделение характеристик на участки с разной местной неравномерностью. Первый узкий участок окна выполнен для экономии расхода масла через постоянно открытую в работе часть тангенциальных щелей. Несколько повышенная неравномерность на среднем участке характеристики, соответствующая работе на широкой части окна, повышает устойчивость регулирования на рабочей частоте вращения. Верхний пологий участок характеристики получается при вступлении в работу верхней узкой части окна на частоте вращения ротора более 3050 об/мин, что способствует меньшему росту частоты вращения при сбросах нагрузки.

Из сказанного видно, что отдельные участки статической характе-

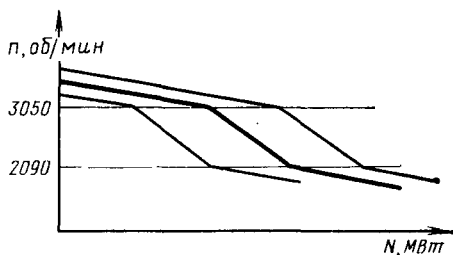


Рис. 6.9. Статическая характеристика регулирования частоты вращения

тики связаны с определенными зонами частоты вращения. При работе синхронизатора эти участки смещаются вправо или влево, как показано на рисунке тонкими линиями. Такое построение характеристики возможно только при размещении формирующего характеристику элемента до синхронизатора по пути прохождения импульса регулирования частоты вращения.

Торцевая пробка золотника имеет углубление, в него выходят два небольших отверстия, через которые напорное масло поступает в камеру под поршнем. Когда золотник опускается вниз до упора, давление масла в углублении пробки повышается и золотник несколько отодвигается от механического упора, оставаясь на гидравлическом упоре.

Камера под поршнем золотника Ø65 мм имеет соединение с золотниками автомата безопасности. При срабатывании золотников давление в камере падает, золотник Ø65 мм идет вниз, давая команду на закрытие всех органов парораспределения.

В теле золотника Ø65 мм выполнены окна 1 (верхний дроссель 4 на принципиальной схеме рис. 6.5), которые открываются только при повышенной частоте вращения (когда золотник идет вниз). При этом масло из линии Н управления сервомотором ЧНД сливается и сервомотор удерживает регулирующие диафрагмы в закрытом положении.

Золотник Ø65 мм своими верхними торцевыми кромками управляет сливом масла из камеры над поршнем золотника Ø70 мм (сервомотор первого усиления). Слив масла происходит через окна, определяющие ширину щели М (дроссель f_2), высота открытой щели зависит от зазора между торцами золотника Ø65 мм и подвижной буквы синхронизатора 3. Подвод масла в камеру над поршнем производится через тангенциальные окна прямоугольной формы (дроссели f_1).

Работа золотника Ø70 мм происходит аналогично работе типового элемента. Золотник имеет верхний

гидравлический упор, для которого в его поршне выполнены горизонтальные окна. Когда при ходе вверх окно начинает открываться, резко увеличивается подвод масла в камеру над поршнем золотника, и золотник останавливается.

На поверхности золотника имеются окна (щели), управляющие в зависимости от типа турбины сливами масла из этажей и, следовательно, из линий В, С и Н. Масло в окнах течет в направлении к центру золотника и сливается вниз по внутреннему отверстию.

Окно в этаже сервомотора ЧВД выполнено внизу с расширяющимся участком, который вступает в работу только при значительном увеличении частоты вращения ротора турбины, что имеет место при сбросе нагрузки. Расширение окна увеличивает силу команды к сервомотору ЧВД, повышает скорость движения его поршня, способствуя уменьшению заброса частоты вращения.

Вмонтированный в регулятор частоты вращения синхронизатор предназначен для изменения частоты вращения или изменения нагрузки, когда агрегат работает параллельно с другими. При пуске турбины он обеспечивает взведение золотников автомата безопасности, открытие стопорного и регулирующих клапанов.

Перед пуском турбины синхронизатор устанавливается в нулевое положение. При этом его подвижная букса поднята вверх до упора и своими поясками О и Н перекрывает окна, через которые масло подается на посадку золотников автомата безопасности («стерегущее» масло) и к золотнику автоматического затвора стопорного клапана. Поскольку масло на подъем золотников автомата безопасности может поступать беспрепятственно, то при включении масляного пускового насоса золотники сразу поднимаются (взводятся).

При перемещении синхронизатора в сторону «прибавить» его подвижная букса опускается и первым открывает окно пояска О, подавая стерегущее масло к золотникам автомата

безопасности, что обеспечивает возможность их посадки при срабатывании этого автомата.

Затем открывает окно пояска Н, и масло при взведенных золотниках автомата безопасности поступает к золотнику автоматического затвора.

Дальнейшее движение синхронизатора приводит к началу открытия регулирующих клапанов. Когда ротор турбины неподвижен, импеллер не создает давления и мембрана регулятора частоты вращения не прогнута, лента почти полностью перекрывает слив масла из сопла. Малый слив заставляет подняться вверх золотник $\varnothing 65$ мм. Однако, когда подвижная букса синхронизатора также находится в верхнем положении, зазор между торцами золотника и буксы настолько велик, что большая площадь открытия окон приводит к подъему золотника $\varnothing 70$ мм, полному открытию сливных окон в этажах сервомоторов и закрытию органов парораспределения. При сближении торцов подвижной буксы синхронизатора и золотника $\varnothing 65$ мм наступает момент, когда золотник $\varnothing 70$ мм пойдет вниз, давая команду на открытие регулирующих клапанов. Синхронизатор перемещается при помощи МЭО через коническую передачу. Редуктор МЭО может вращаться встроенным электроприводом или маховичком.

Ограничитель мощности препятствует набору нагрузки сверх установленной, не влияя на снижение мощности. Для работы ограничителя в верхней части золотника $\varnothing 70$ мм выполнены большие окна во внутреннее сливное отверстие золотника. Обычно кромка ограничителя находится ниже кромки окон, и они открыты. Если при наборе нагрузки золотник $\varnothing 70$ мм опустится так, что кромка окон окажется ниже кромки ограничителя, то масло из полости над поршнем будет интенсивно сливаться. Давление в полости упадет, и золотник $\varnothing 70$ мм поднимется вверх, закрывая сливные окна. Поскольку эти окна большие, достаточно незначительного их открытия, чтобы скомпенсировать практически любые команды синхронизатора на «прибавить», удерживая золотник $\varnothing 70$ мм в неподвижном положении. Так как каждому положению золотника $\varnothing 70$ мм соответствует определенная электрическая нагрузка турбогенератора, то установка ограничителя

для каждой нагрузки однозначна — она производится с помощью ручного червячного привода. При срабатывании ограничителя мощности, когда кромка ограничителя совпадает с окнами в золотнике, открывается слив масла из камеры *П* через окна *Т*, давление в камере снижается, что воспринимается электроконтактным манометром, подающим сигнал на щит управления.

Регуляторы частоты вращения в связанных системах регулирования имеют некоторые отличия от регулятора по рис. 6.6:

синхронизатор и ограничитель мощности перемещаются либо моторчиком, либо вручную через двойной червячный привод (см. описание гидравлического регулятора давления);

ограничитель мощности имеет механический датчик срабатывания;

конструктивно основная часть золотника $\varnothing 70$ мм находится в блоке регуляторов.

Некоторые особенности имеет регулятор частоты вращения турбины Т-250-240. В регуляторе хвостовик ленты за один оборот натяжного винта смещается на 0,5 мм. Лента регулятора имеет устройство разгрузки от поперечной силы, создаваемой водой, вытекающей из сопла. Устройство состоит из сиффона, размещенного в специальной камере напротив сопла, и штока, упирающегося в сиффон и ленту. Камера сиффона соединена с камерой сопла; а диаметр сиффона примерно равен диаметру горла сопла. Разгрузочное устройство исключает влияние изменения давления воды на прогиб ленты.

Регулятор имеет два золотника, первый из которых выполнен $\varnothing 70$ мм, второй — $\varnothing 100$ мм (золотники по комплектации относятся к блоку регуляторов, золотник $\varnothing 100$ мм называется промежуточным). У золотника $\varnothing 70$ мм в управляющем этаже (см. схему на рис. 6.3), а у золотника $\varnothing 100$ мм — в этажах правого и левого сервомотора ЧВД окна выполнены расширяющимися аналогич-

но окну в этаже *В* других регуляторов частоты вращения.

Основной частью синхронизатора регулятора является конус, имеющий два конусных участка и управляющие кромки на цилиндрической части. Конус расположен горизонтально в корпусе регулятора. Конусные участки управляют сливами из линий *У* и *Н*, управляющие кромки — подводами воды на взведение золотников автомата безопасности и автозатворов стопорных клапанов ЧВД и ЧСД (см. схему).

При перемещении конуса синхронизатора от заднего упора первым открывается окно подачи воды на взведение золотников автомата безопасности. Когда золотники взведутся, подвод воды отсекается, обеспечивая золотникам возможность срабатывания. Затем через калиброванное отверстие открывается подвод воды к автозатворам, что при взведенных золотниках автомата безопасности приводит к открытию стопорных клапанов. Этот подвод в процессе работы турбины остается открытым, компенсируя протечки и не препятствуя срабатыванию автозатворов, так как при срабатывании золотников автомата безопасности открывающиеся сливные окна значительно превышают площадь отверстия на подводе воды.

При дальнейшем движении конуса его конусные части уменьшают сливы из линий *У* и *Н*, давая команду золотнику $\varnothing 100$ мм и золотнику сервомотора ЧНД (если включен его переключатель) на открытие главных сервомоторов.

Синхронизатор и ограничитель мощности, расположенный на оси золотника $\varnothing 100$ мм, перемещаются каждый своим МЭО.

6.5. Регулятор давления

Чувствительным элементом гидравлического регулятора давления, так же как и регулятора частоты вращения, является мембранно-ленточная система.

В регуляторе давления (рис. 6.10) имеется один золотник 2, работаю-

ший аналогично типовому элементу, рассмотренному ранее. Тангенциальные окна в поршне и окна на теле золотника выполнены прямоугольными. Окна на теле золотника управляют в зависимости от типа турбины сливами из линий B , C , H и B_1 блока регуляторов.

Золотник имеет верхний гидравлический упор. Для работы упора кольцевая площадка, образованная им, должна быть больше площадки,

на которую действует напорное масло, следовательно, $d_y < d$. Когда золотник приближается к кромке упора, давление в камере над поршнем возрастает, а в следующей камере — падает. В целом усилие, действующее на поршень сверху, оказывается больше усилия, действующего снизу, и поршень (золотник) несколько отходит вниз. В положении золотника на гидравлическом упоре манометр, подключенный к камере над поршнем

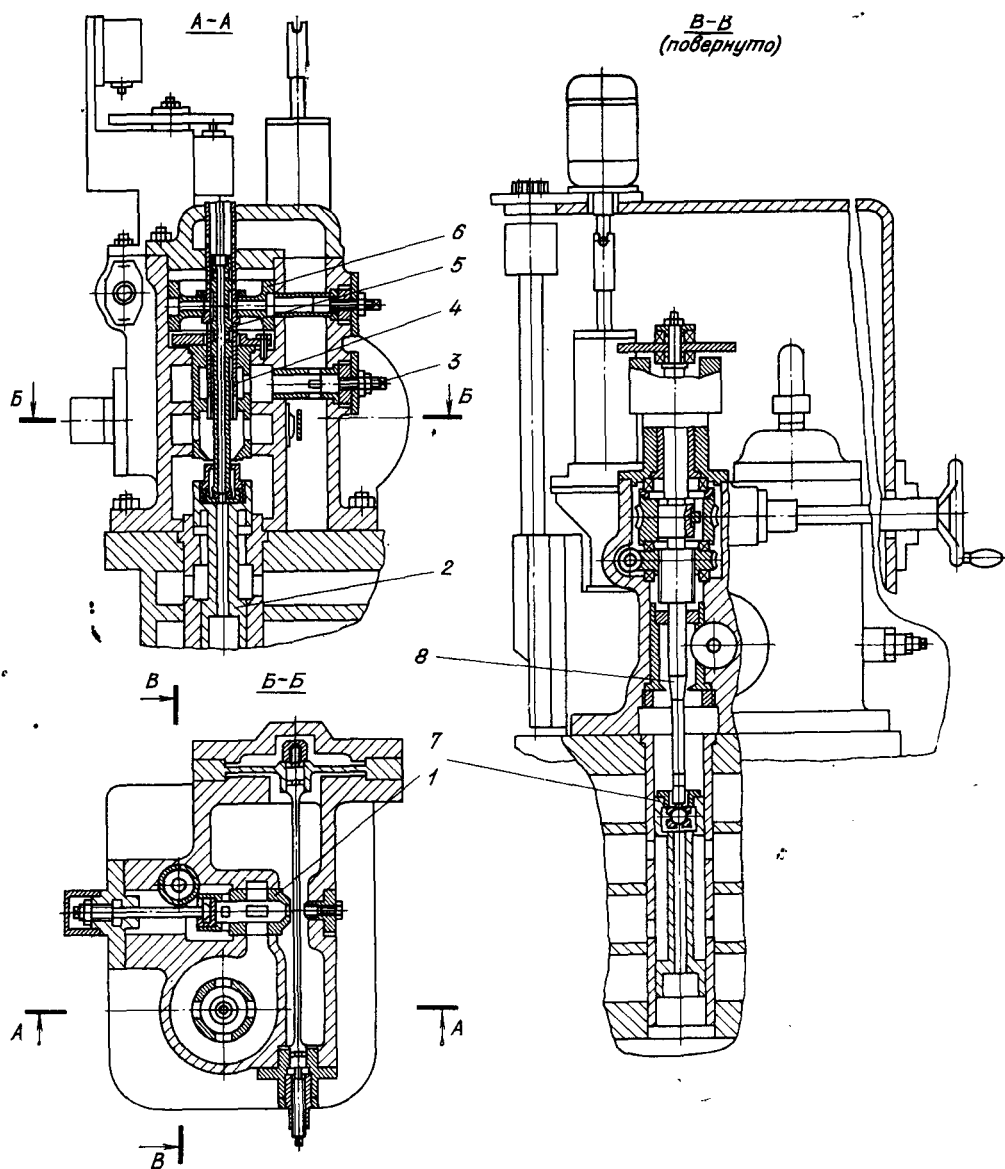


Рис. 6.10. Регулятор давления (гидравлический)

золотника и выведенный на щит, будет показывать повышенное давление ($\sim 1,0$ МПа).

Синхронизатор регулятора выполнен в виде конуса 8, действующего на сливе из камеры над поршнем золотника параллельно соплу 1. Синхронизатор через шаровое сочленение соединен с выключателем. Когда синхронизатор находится в верхнем положении, конус открывает большой слив и золотник поднимается до гидравлического упора. Золотник выключателя 7 при этом также будет в верхнем положении, в котором отсекает управляющий этаж с имеющимися в нем сливами от камеры под золотником соответствующего сервомотора (ЧНД или ЧСД), что приводит к отключению сервомотора (управляемые им органы парораспределения открыты). Такое положение элементов регулирования отбора (синхронизатор на нуле, давление над золотником повышенное, регулятор и сервомотор отключены) имеет место при пуске турбины и работе с выключенным регулируемым отбором. Следует иметь в виду, что при пуске турбины, когда поршень сервомотора ЧВД и его золотник, имеющий верхний дроссель 4 (см. схемы рис. 6.1—6.3, 6.5), находятся на нижних упорах, будет на нижнем упоре и поршень сервомотора, связанного с дросселем. Этот поршень поднимется скачком, когда «всплывет» золотник сервомотора ЧВД и закроет дроссель.

Синхронизатор регулятора давления и связанный с ним выключатель перемещаются приводом, позволяющим управлять ими как по месту, так и дистанционно, не делая никаких переключений. Привод состоит из двух червячных пар. На внутренней поверхности колеса верхней пары, соединенной с электрическим моторчиком, имеется винтовая нарезка. В колесе нижней пары, соединенной с маховичком, установлена шпонка. При воздействии на маховичок через эту шпонку вращение передается синхронизатору, который, как винт, ввинчивается в верхнее червячное колесо. Если моторчик не работает,

то верхнее колесо неподвижно, так как червячные пары самотормозящиеся. В случае одновременной работы моторчика и ручного привода в одном направлении скорость перемещения синхронизатора увеличивается. Когда действует только моторчик, то нижнее червячное колесо через шпонку удерживает синхронизатор от вращения, и он втягивается вверх или опускается вниз.

Регулятор давления имеет изодромное устройство, на принципе действия которого остановимся подробнее.

При изменениях нагрузки из-за наличия неравномерности регулирования происходит изменение и регулируемого параметра. Его отклонение тем больше, чем больше неравномерность и существеннее изменение нагрузки. В пределах отклонение параметра может стать равным значению неравномерности. Так как обычно для обеспечения устойчивой работы системы регулирования неравномерность бывает больше, чем допустимое для потребителя отклонение параметра, то даже при частичных изменениях нагрузки приходится дополнительно воздействовать на задатчик (синхронизатор) регулятора. Необходимость воздействия на синхронизатор регулятора уменьшается, если нагрузка выдается в единую сеть параллельно работающими агрегатами.

Повышенная неравномерность регулирования давления в отборах при запрещении параллельной работы по отопительным отборам могла бы привести к необходимому отклонению давления и необходимости частой его корректировки машинистом при изменениях тепловой нагрузки. Изодромное устройство, являясь как бы «автоматическим машинистом», ограничивает изменение давления в допустимых пределах.

Для лучшего понимания процесса работу системы регулирования с изодромом можно условно разделить на этапы. Сначала работает собственно система регулирования с имеющейся у нее неравномерностью, затем вступает в действие изодром и либо полностью, либо частично уничтожает отклонение параметра, обусловленное наличием неравномерности регулирования. Таким образом, в конечном итоге проявляется неравномерность, либо равная нулю, либо очень небольшая. Та неравномерность, которая остается после воздействия изодрома, называется остаточной или статической; неравномерность, которая имеется у системы регулирования без вмешательства изодрома, называется динамической. Последовательность работы элементов регулирования обеспечивается тем,

что собственно регулятор давления срабатывает в сотые доли секунды, а изодром имеет время срабатывания в десятки раз больше. Поэтому, хотя элементы системы начинают работать почти одновременно, условное разделение их работы на этапы вполне допустимо.

При изменении слива масла в зазоре между лентой и соплом слив компенсируется изменением подвода масла через тангенциальные окна в поршне золотника. Так как изменение зазора пропорционально изменению давления в линии отбора пара (в камере мембраны), а ход золотника связан с тепловой нагрузкой, то имеется проявление неравномерности регулирования давления в чистом виде — динамическая неравномерность.

Перемещаясь, золотник регулятора давления двигает шарнирно соединенный с ним золотник изодрома 5, управляющий подводом и сливом масла от поршня сервомотора изодрома 6. Последний перемещает жестко соединенную с ним буксу изодрома 4, имеющую на своем конце щели.

При смещении золотника регулятора давления, например, вверх, обусловленном увеличением слива масла через сопло из-за повышения давления в отборе, вызванного уменьшением тепловой нагрузки, букса изодрома также идет вверх и слив масла через щели в ней возрастает. Дополнительное увеличение слива масла вызывает дополнительный подъем золотника регулятора, который выдает дополнительную команду на уменьшение подвода пара в отбор. Давление в отборе начинает падать, лента приближается к соплу, и золотник возвращается в положение, соответствующее заданию тепловой нагрузке.

Если тангенциальные окна в поршне золотника и щели в буксе изодрома будут иметь одинаковую ширину (с поправкой на коэффициенты расхода), то при смещении золотника изменение расхода масла в его окнах будет в конечном итоге полностью компенсироваться изменением расхода в щелях буквы изодрома, которая перемещается на ту же величину, что и золотник. В этом случае после окончания работы изодрома лента должна установиться в то же положение, в котором она находилась до начала работы регулятора, а давление в отборе останется таким же, каким оно было до изменения нагрузки. Следовательно, остаточная неравномерность будет равна нулю. Если щели в буксе изодрома выполнены с меньшей шириной, чем тангенциальные окна в золотнике, то можно получить статическую неравномерность больше нуля. В пределе, когда щели в буксе изодрома закрыты совсем, статическая неравномерность станет равна динамической. Такая возможность имеется, для чего на линии слива масла за щелями в буксе изодрома установлен настроечный дроссель статической неравномерности 3. Его закрытие приводит к исключению изодрома из работы.

Когда дроссель находится в промежуточном положении, расход через щели буквы изодрома уменьшается, их сечение как бы «обесценивается», что равносильно уменьшению ширины щелей. При полном открытии дросселя статическая неравномерность будет минимальной при данной ширине щелей.

Масло, необходимое для работы сервомотора изодрома, подводится из напорного этажа блока регуляторов через внутренний канал в его золотнике. Прежде чем попасть в канал, масло проходит своеобразные фильтры в виде группы мелких отверстий, а затем калиброванное отверстие. Из канала часть масла постоянно сливается через второе калиброванное отверстие.

Комбинация двух отверстий на подводе и сливе масла обеспечивает в канале давление 0,3 МПа. Рабочие пояски золотника сервомотора имеют высоту большую, чем щели, через которые масло подводится и сливается из полостей сервомотора, и перекрывают их, когда импульс на регулятор не поступает. В поясках сделаны по четыре пропила с каждой стороны. Золотник изодрома вращается вместе с золотником регулятора, поэтому при смещении золотника в пределах перекрыши масло к полостям сервомотора поступает только в моменты, когда пропилы находятся против щелей, ширина которых составляет всего 1 мм.

Время срабатывания сервомотора зависит как от объема, описываемого его поршнем на рабочем ходу, так и от количества масла, поступающего в полости в единицу времени. Последнее в свою очередь определяется площадью подводящих и сливных окон, а также перепадом давления в них.

Рассмотренные выше конструктивные решения (снижение давления масла, его подвод через вращающиеся пропилы и узкие щели) позволили увеличить время срабатывания изодрома и довести его до требуемой величины. Предусмотрена дополнительная возможность увеличения времени срабатывания изодрома за счет прикрытия настроечного дросселя на сливе из полостей сервомотора. Обычно этот дроссель открыт полностью.

Масло из полостей сервомотора изодрома сливается через поднятую вверх трубку, что обеспечивает их постоянное заполнение маслом и препятствует скоплению воздуха.

В разработанной ранее конструкции регулятора давления [34] для синхронизации, т. е. изменения давления в отборе, применяется перемещение сопла. Поскольку в этой конструкции имели место случаи повышенного износа зубчатой передачи к соплу, она была изменена на вариант синхронизатора, рассмотренный выше.

Гидравлический регулятор давления турбины Т-250-240 имеет синхронизатор с конусом, смонтированный в корпусе регулятора горизонтально и имеющий привод от МЭО. Конус выполнен заодно с золотником выключателя, предназначенным для отключения регулятора и сервомотора НД. Сопло в регуляторе имеет внутреннюю трубку, поэтому вода из сопла вытекает по двум периметрам, наружному и внутреннему, что обеспечивает необходимый периметр слива при меньшей площади сопла и соответственно при меньшей поперечной силе, действующей на ленту.

Поскольку в САР турбины Т-250-240 имеется изодромный электронный регулятор тепловой нагрузки, гидравлический регулятор давления изодрома не имеет. Команды от ЭРТН передаются в систему через МЭО и синхронизатор гидравлического регулятора давления.

6.6. Главные сервомоторы

Главный сервомотор ЧВД, кроме турбины Т-250-240, размещен внутри корпуса переднего подшипника в его левом крыле и устанавливается на промежуточную плиту. Такое расположение сервомотора обеспечило простоту подводимых к нему масляных линий и снизило пожароопасность этого узла. Главные сервомоторы, управляющие регулирующими диафрагмами ЧНД, расположены на цилиндре вблизи выхода рычагов этих диафрагм.

Главные сервомоторы являются третьим усилением в системе и имеют двухсторонний подвод масла к поршню. Отсечные золотники главных сервомоторов 3 (рис. 6.11 и 6.12), управляющие подводом и сливом масла из их полостей, выполнены заодно с дифференциальными поршнями, представляющими собой промежуточные сервомоторы второго усиления. В отличие от рассмотренного ранее типового элемента эти дифференциальные поршни имеют тот же диаметр, что и золотник, а рабочие поверхности поршня разнесены почти

на всю длину золотника. Поверхность с меньшей площадью, находящаяся под воздействием масла давлением p_0 , образуется за счет верхнего хвостовика. Поверхность с большей площадью представляет собой торец золотника. Масло с давлением p_x подводится к ней (в камеру под золотником) через тангенциальные окна, к которым оно поступает по внутреннему сверлению в золотнике, и через дроссель обратной связи главного сервомотора. В сервомоторе ЧВД масло в камеру подается также через настроечный дроссель 6. Слив масла из камеры происходит через окна в золотниках регуляторов, расположенные в соответствующих этажах блока регуляторов. Золотники главных сервомоторов вращаются потоком масла, протекающим через тангенциальные окна. Нижний упор золотников выполнен гидравлическим аналогично упору у золотника $\varnothing 65$ мм регулятора частоты вращения.

Для большей устойчивости главных сервомоторов отсечные кромки рабочих поясков золотников выполнены с перекрышами, на всю высоту которых сделано по четыре пропила. Когда смещение золотника не превышает перекрыши, масло протекает только через пропилы, имеющие ширину, значительно меньшую, чем периметр рабочего пояса, определяющий ширину окна, открывающегося за пределами пропилов. Поэтому в случае появления некоторой пульсации золотника, при которой он кратковременно отклоняется от среднего положения в пределах перекрыши, скорость движения поршня главного сервомотора оказывается небольшой, а его смещение незначительным. Наличие пропилов не вносит нечувствительности в систему регулирования, так как высота поясков золотника по внутренним кромкам пропилов соответствует высоте окон (проточек) в буксе, и при любом смещении золотника масло, хотя и в меньшем количестве, сразу начинает поступать к поршню сервомотора, немедленно вызывая его перемещение.

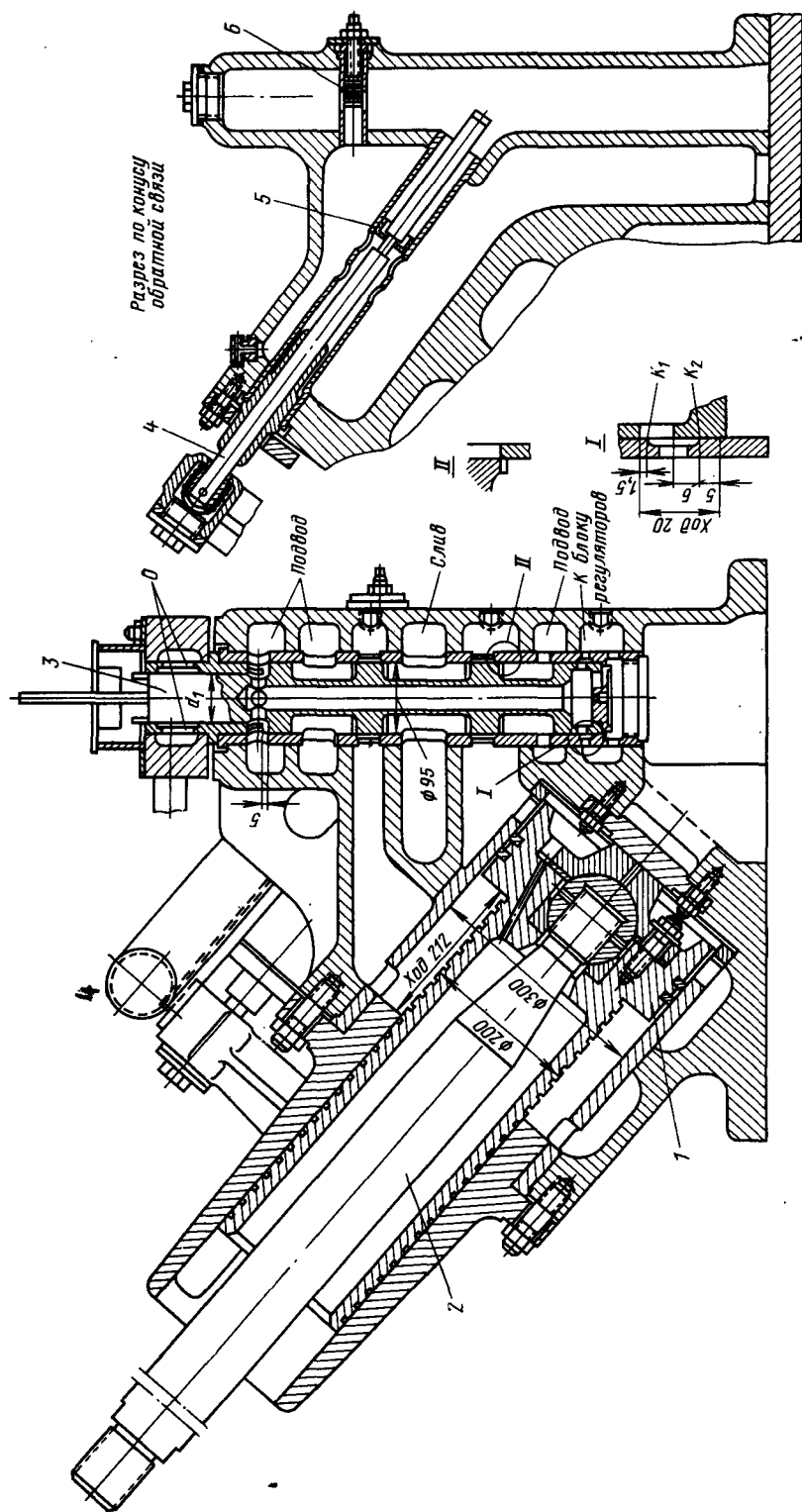


Рис. 6.11. Сервомотор ЧВД турбины Т-100-130

Примечание. Некоторые размеры в сервомоторах последних выпусков изменены

Гидравлические обратные связи главных сервомоторов представляют собой дроссели, рабочие сечения которых образуются неподвижной шайбой 5 и перемещающимся внутри нее конусом 4.

Конус шарнирно укреплен в кронштейне, соединенном со штоком 2 (поршнем) главного сервомотора. Наличие шарнира облегчает центровку конуса, а имеющаяся в шарнире пружина создает силовое замыкание головки конуса с кронштейном, обеспечивая строгую однозначность перемещения конуса и поршня. Внутри пружины расположена дистанционная втулка. Зазор между торцом втулки и головкой конуса устанавливается в пределах 1 мм.

Для ослабления удара поршня 1 сервомотора о корпус при быстром движении поршня вниз, например при сбросе нагрузки или срабатывании защиты, выпуск масла из полости под поршнем на последних 6—8 мм хода у сервомотора ЧВД и

3—4 мм у сервомотора ЧНД происходит через зазор между поршнем и рубашкой. Кроме того, у некоторых сервомоторов окна в рубашке имеют внизу резко суженную часть, у других сервомоторов узкие окна выполнены в поршне.

В сервомоторе ЧВД площадь поршня сверху за счет большого диаметра направляющей части в несколько раз меньше площади снизу. Такое уменьшение площади возможно из-за того, что усилие, требуемое от сервомотора при движении поршня вниз (на закрытие клапанов), значительно меньше, чем при движении вверх (на открытие клапанов). При меньшей площади объем, описываемый поршнем и заполняемый маслом во время его движения вниз, также уменьшается, что позволяет снизить производительность главного масляного насоса при сбросах нагрузки, когда для движения поршней главных сервомоторов требуется большой расход масла в единицу времени дополнительно

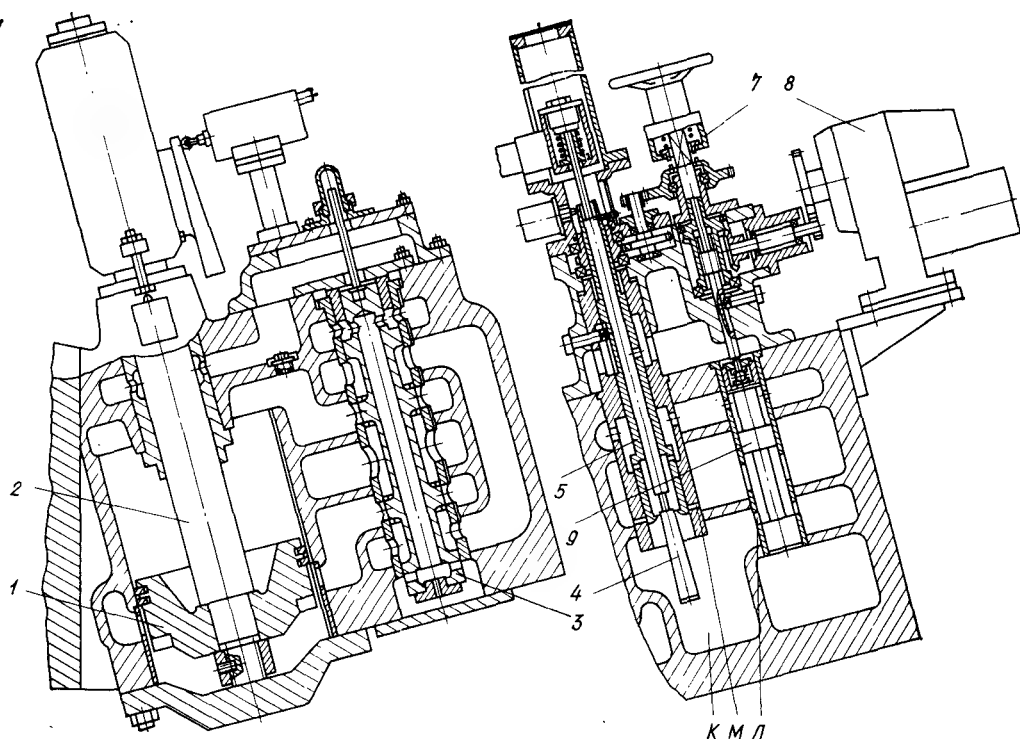


Рис. 6.12. Сервомотор ЧНД гурбины Т-100/120-130-4

Примечание. Поз. 1—6 имеют те же наименования, что и на рис. 6.13. настраивный дроссель 6 условно не показан

к его расходу в систему смазки и в проточные линии системы регулирования.

Для увеличения скорости движения поршня сервомотора ЧВД при сбросах нагрузки в характеристику обратной связи промежуточного сервомотора второго усиления введена нелинейность. За счет соответствующего выполнения размеров тангенциальных окон в поршне (золотник главного сервомотора) и управляющих кромок в буксе характеристика обратной связи изменяется 4 раза на протяжении хода золотника вниз. В отсечном положении золотника верхний конец тангенциальных окон находится выше кромки K_1 проточки в буксе, а нижний — не доходит до второй кромки K_2 . Поэтому на первом участке хода золотника тангенциальные щели увеличивают подвод масла в камеру под золотником пропорционально увеличению слива масла в окна регуляторов (коэффициент обратной связи равен -1). Когда золотник опустится настолько, что верхний конец тангенциальных окон подойдет к кромке K_1 , дальнейшего открытия тангенциальных окон не происходит, и движение золотника вниз может происходить без дополнительной команды регуляторов (коэффициент обратной связи равен 0). Если обратная связь главного сервомотора не успеет остановить золотник, то еще после некоторого хода нижний конец тангенциальных окон достигнет кромки K_2 и окна начнут закрываться (коэффициент обратной связи $+1$). Теперь золотник будет двигаться вниз с большей скоростью, причем движение будет происходить даже если регулятор перестанет давать команду «на закрытие». Такой процесс движения сохраняется на всем участке хода золотника, пока тангенциальные окна не закроются полностью. Дальше, на четвертом участке хода тангенциальные окна остаются закрытыми и не оказывают влияние на движение золотника.

Когда золотник главного сервомотора находится на нижнем упоре, масло в камеру под ним подводится

только через дроссель обратной связи, в то время как при нормальной работе оно подается и через тангенциальные окна. Поэтому давление под золотником снижается, и появляющееся дополнительное усилие прочно удерживает его внизу. Восстановление давления может произойти либо при значительном уменьшении слива в окна регуляторов, либо при открытии дополнительного подвода масла. Необходимое уменьшение слива в регуляторе частоты вращения происходит только при низкой частоте вращения турбины и, следовательно, не может быть использовано после сброса нагрузки. Ввиду этого, когда поршню главного сервомотора остается пройти 4—6 мм до нижнего упора, открывается за счет протока масла по специальной канавке в конусе увеличенный подвод масла в дросселе обратной связи. Если частота вращения ротора не слишком высока, а следовательно, слив масла из линии B золотником $\varnothing 70$ мм регулятора частоты вращения не очень велик, то дополнительного подвода масла в камеру под золотником сервомотора достаточно, чтобы давление в ней стало более $p_0/2$ и золотник начал двигаться вверх. Пройдя четвертый участок хода, золотник начнет подавать в камеру масло через тангенциальные окна и заведомо перейдет отсечное положение, стремясь закрыть окна. Поршень главного сервомотора также пойдет вверх и сместит конус обратной связи до закрытия канавки. Однако при этом поршень не остановится, а дополнительно поднимется вместе с конусом обратной связи, который прикроет еще некоторую добавочную площадь подвода масла, в сумме с площадью канавки равную площади открытой при отсечном положении золотника части тангенциальных окон. Таким образом, поршень сервомотора подскакивает сразу на 5—30 мм, открывая соответственно регулирующие клапаны. Если открытие клапанов оказывается излишним, то по команде от регулятора скорости сервомотор их плавно прикроет.

Аналогичное, со скачком в первоначальный момент, открытие регулирующих клапанов происходит при пуске турбины. Предварительно, перед пуском, синхронизатор регулятора скорости устанавливается в нулевое положение. При этом поршень сервомотора ЧВД находится внизу и канавка на конусе открыта. Перемещение синхронизатора в сторону повышения, заставляет сервомотор скачком подняться. Если затем сместить синхронизатор в другую сторону, то можно плавно опустить поршень главного сервомотора, но только до положения на 4—6 мм выше упора. В этот момент поршень приостанавливается, и полное его опускание происходит после дополнительного воздействия на синхронизатор почти одновременно с посадкой на упор золотника сервомотора.

Хвостовик золотника сервомотора ЧВД управляет сливом масла из камеры под золотником сервомотора ЧСД или ЧНД. Когда золотник сервомотора ЧВД находится в среднем положении, его хвостовик перекрывает окна *O* (нижний дроссель *4* на схеме рис. 6.1), причем торец хвостовика находится выше кромки окон на 2—4 мм. Во время работы системы регулирования при отсутствии резких больших изменений нагрузки золотник смещается от среднего положения незначительно и окна остаются закрытыми. Смещение золотника вниз на значительную величину происходит, например, при полном сбросе нагрузки. В это время окна *O* открываются и подается команда на закрытие регулирующих диафрагм (клапанов ЧСД).

Для возможности ручного регулирования расхода пара в ЧНД на режимах теплового графика у сервомоторов ЧНД ряда турбин Т-250-240 имеется устройство смещения конуса обратной связи. Устройство представляет собой перемещаемый маховиком (примерно на 50 мм) упор головки конуса. Поскольку головка прижимается к упору пружиной, то при перемещении упора конус также смещается, вызывая подъем (или опускание)

поршня сервомотора на гидравлическом упоре.

При переходе к электрогидравлической связанной схеме регулирования турбин, имеющих электронный регулятор температуры подпиточной воды (например, у турбины Т-175-130), смещение гидравлического упора на сервомоторах ЧНД стало обеспечиваться перемещением шайбы конуса обратной связи. Шайба перемещается моторчиком по импульсу от регулятора или вручную через сдвоенный червячный привод, аналогичный описанному выше приводу синхронизатора гидравлического регулятора давления.

На рис. 6.14 изображен сервомотор ЧНД, применяемый в электрогидравлической несвязанной системе регулирования турбин, у которых система внедрена (см. схему на рис. 6.5). В сервомоторе имеются приспособление для изменения давления в отборе (поз. 6 на схеме) с золотником 9, устройство для перемещения гидравлического упора (поз. 5 на схеме) с перемещающейся шайбой 5 конуса обратной связи и переключатель 7 (поз. 3 на схеме) с маховиком. При выключенном переключателе МЭО, поз. 8 (М-2 на схеме), перемещает только золотник 9, когда переключатель включен, МЭО перемещает и золотник 9 и шайбу 5.

Золотник 9 приспособления может перемещаться по импульсу от электронного регулятора тепловой нагрузки или вручную. Окно *Л* этого золотника управляет сливом масла из камеры *K* под золотником сервомотора.

Шайба 5 перемещается устройством по импульсу от ЭРПВ (или вручную). При первоначальном подъеме шайба открывает окна *М*, дающие дополнительный слив из камеры *K* (линия *Н* на схеме).

Сервомотор ЧСД (рис. 6.13, см. также схему на рис. 6.3) турбины Т-250-240 выполнен односторонним: его поршень 1 идет вверх (на открытие клапана) под действием давления воды, а вниз (на закрытие клапана) под действием пружин. В связи с этим

золотник 3 сервомотора имеет на один поясok меньше, чем у других главных сервомоторов. Золотник имеет два гидравлических упора: нижний, как у золотников других сервомоторов, и верхний. Верхний упор образован системой окон, проточек и каналов, через которые происходит дополнительный слив масла из камеры К, когда золотник поднимается вверх. При этом золотник заводится на кромке В, которая незначительно смещается над кромкой В₁ буквы.

Введение верхнего гидравлического упора определилось тем, что поршень сервомотора ЧСД турбины Т-250-240 после нагружения турбины находится на верхнем упоре. В это время давление в камере К превышает рабочее, равное $p_0/2$, и золотник поднимается вверх до упора, выполнение которого гидравлическим обеспечивает постоянное вращение золотника, исключая возникновение нечувствительности.

Для снятия нечувствительности поршня сервомотора, когда он стоит на упоре, в сервомоторе имеется дроссель* с маховичком, позволяющий за счет открытия и закрытия слива из камеры К расхаживать поршень на полный ход.

Конус обратной связи* сервомотора выполнен с двойной крутизной, причем участок большей крутизны соответствует малым подъемам поршня (клапана), что обеспечивает большую устойчивость системы регулирования после сброса нагрузки, когда некоторое время холостой ход турбины поддерживается клапанами ЧСД.

Если учитывать, что сервомотор ЧСД, как и основная часть элементов системы регулирования турбины Т-250-240, работает на воде, уплотнительные кольца на поршне выпол-

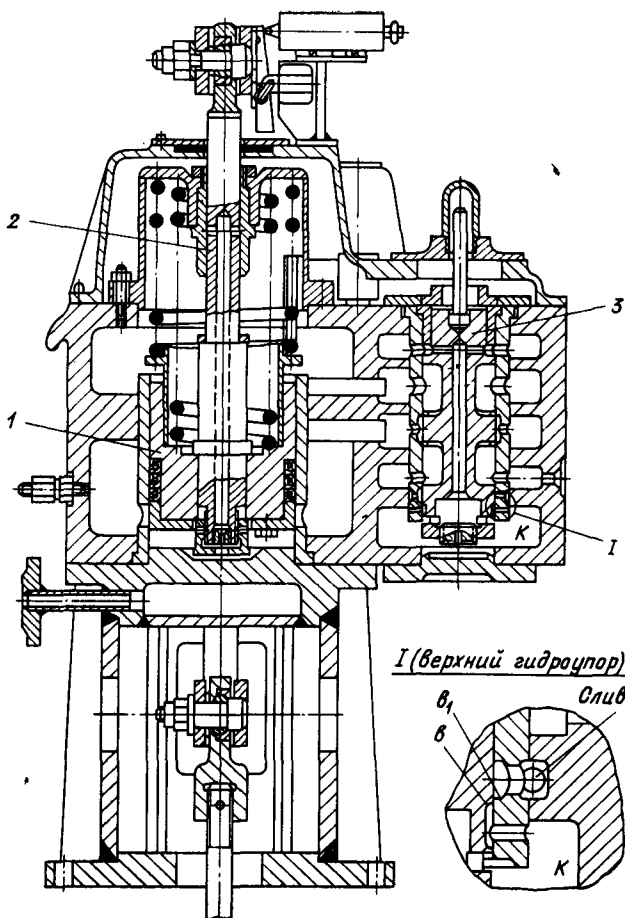


Рис. 6.13. Сервомотор ЧСД турбины Т-250-240

нены второпластовыми с заложенными в них обычными пружинными поршневыми кольцами. Усилие от сервомотора к клапану передается, как у автозатворов, через шток 2 и жесткую рамку, состоящую из двух коромысел и двух тяг.

На сервомоторе установлен конечный выключатель, который срабатывает при почти полном опускании поршня, давая импульс на открытие сбросных задвижек из линий промперегрева в конденсатор.

6.7. Автомат безопасности и его золотники

В рассматриваемых турбинах автомат безопасности жестко крепится к переднему концу вала насосной

* На рис. 6.15 не показаны.

группы и имеет два кольцевых бойка (передний 1 и задний 2; рис. 6.14). Каждый боек через клинок воздействует соответственно на передний и задний золотник. Оба золотника размещены в одном корпусе и совместно с другими устройствами образуют один узел — золотники автомата безопасности (ЗАБ).

Кольцевые бойки имеют большую массу, чем пальцевые бойки, при приемлемых размерах их конструкции. Это обеспечивает большую силу удара кольцевого бойка. Поскольку у кольцевого бойка точка удара по клинку смещена на значительный угол от линии его перемещения, по которой действует пружина, то даже в случае возникновения каких-либо существенных сил сопротивления в клинке или золотнике они практически не могут, сжимая пружину, вернуть боек в исходное положение, что возможно у пальцевого бойка.

Бойки, при срабатывании преодолевая силы натяжения пружин 5, смещаются в свою более тяжелую сторону вдоль неподвижных стержней 4. Для уравнивания центробежных сил, действующих на вал турбины, тяжелые части бойков расположены в противоположных сторонах.

В теле бойка с более тяжелой стороны, симметрично относительно оси перемещения, выполнены два кармана

К, которые могут заполняться маслом. Когда это происходит, масса бойка, а главное, смещение его центра тяжести увеличиваются и он срабатывает при меньшей частоте вращения. Масло к карманам подводится по каналам, идущим от кольцевых выточек, а в выточке оно подается через сопла. В каждом кармане бойка имеется небольшое радиальное отверстие, через которое масло вытекает, когда его подача из сопл прекращается.

Для повышения стабильности срабатывания бойков в автоматах безопасности последних выпусков во втулку 6 и натяжную гайку 3 вставлены фторопластовые втулки. Поворот натяжной гайки на 60° изменяет настройку бойка примерно на 50 об/мин.

Турбина Т-250-240 имеет автомат безопасности (рис. 6.15) с кольцевыми бойками, конструкция которого несколько отличается от рассмотренного выше. Отличием является больший диаметр вала и бойков, при котором целесообразно, чтобы стержень 4, имея хорошее направление в двух втулках 3 и 5 (с фторопластом), перемещался вместе с бойком. Для этого один конец стержня 2 ввинчен в боек 1, причем стержень выполняет функции натяжной гайки пружины 6. Поворот стержня на 90° меняет настройку бойка примерно на 90 об/мин (грубая настройка). Стержень в большей своей части полый,

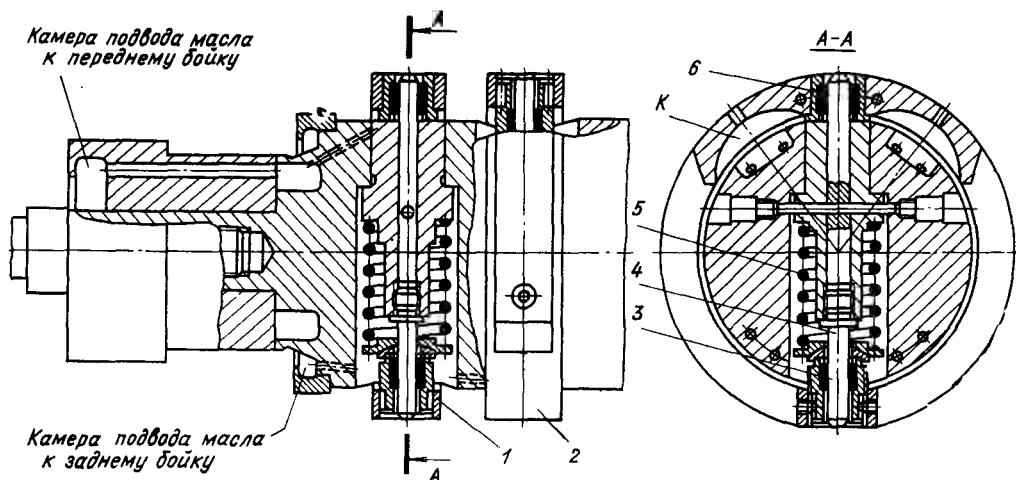


Рис. 6.14. Автомат безопасности

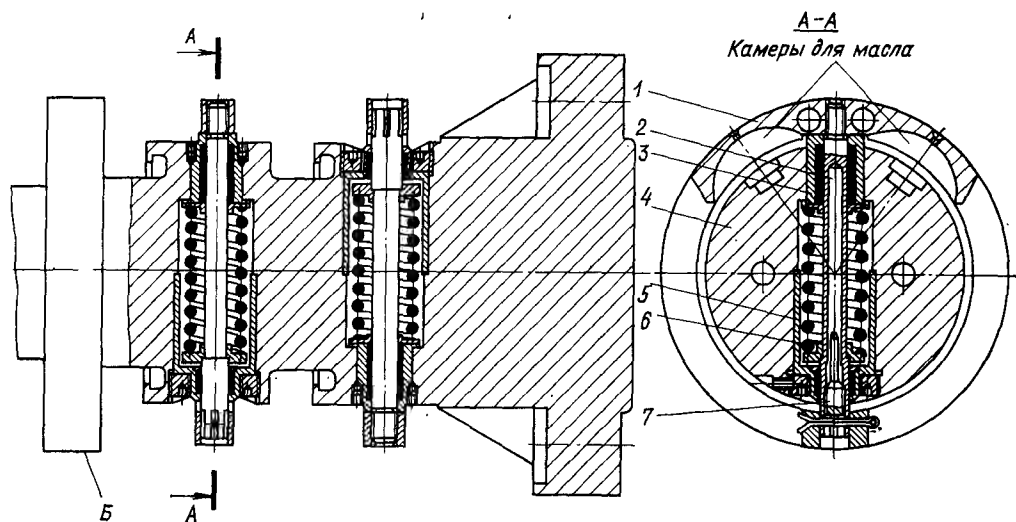


Рис. 6.15. Автомат безопасности турбины Т-250-240

внутри него по резьбе может перемещаться регулировочный винт 7. Смещение винта к центру увеличивает эксцентриситет массы бойка, уменьшая частоту вращения при срабатывании бойка (один оборот винта изменяет настройку примерно на 20 об/мин, точная настройка).

Фланец вала автомата безопасности используется для замера смещения ротора относительно статора, а гребень Б — для замера прогиба ротора.

Автомат безопасности совместно с ЗАБ позволяет производить с каждым бойком и соответствующим золотником по три контрольные операции: опробование разгоном ротора; опробование подачей масла; расхаживание подачей масла. Во время выполнения этих операций один из бойков и золотник находятся в таком состоянии, при котором они могут отключить турбину, если это требуется.

Операция опробования повышением частоты вращения является основной проверкой защиты от разгона. При ее проведении автомат безопасности и его золотники, а также все узлы и линии, подающие команду на закрытие органов парораспределения, проверяются в условиях, для которых предназначена защита. Одновременно

с опробованием может производиться и настройка автомата безопасности, он должен срабатывать в турбине Р-100-130 при частоте вращения 3435—3465 об/мин, а в остальных турбинах 3330—3360 об/мин.

Учитывая, что опробование разгоном требует полного разгрузки турбины с отключением генератора от сети, а также то, что при разгоне ротора в рабочих лопатках и других деталях роторов возникают повышенные напряжения, которые могут стать опасными, если частота вращения возрастет выше допустимых пределов, естественно стремление эту операцию проводить по возможности реже, однако полностью отменить ее нельзя.

Для исключения продолжительной относительной неподвижности бойков и золотников, которая может привести к их заеданию, в периоды между проверками разгоном с отключением генератора от сети на работающей под нагрузкой турбине проводят операцию расхаживания подачей масла. Эту операцию при номинальной частоте вращения выполняют и на холостом ходу турбины, чтобы убедиться, что во время ее проведения срабатывает только испытываемый боек и золотник, а другая пара находится в рабочем положении. Одновременно проверяется, что после прекра-

щения подачи масла к бойку он при той же частоте вращения возвратится на место.

Также для контроля четкости выполнения расхаживания проводят на холостом ходу подачи масла и операцию опробования. Однако до подачи масла в это время устанавливают не номинальную частоту вращения ротора, а около 2950 об/мин. Срабатывание автомата безопасности при этой частоте свидетельствует, что бойки имеют некоторый запас в настройке, обеспечивающий проведение расхаживания на работающей турбине даже при некотором отклонении частоты электрического тока в сети. С учетом возможного отклонения расчетная частота вращения посадки бойков равна 3100 об/мин.

Таким образом, в конструкции бойка заложены параметры трех расчетных точек, которые должны обеспечиваться при настройке одной из них — своевременного выбивания бойка при повышении частоты вращения без подвода к нему масла.

Срабатывание ЗАБ может быть вызвано не только ударом бойка, но и воздействием электромагнита, а также нажатием на кнопку, расположенную на корпусе переднего подшипника. Электромагнит ЗАБ включен в цепи устройств защиты, срабатывание которых должно приводить к останову турбины.

Золотники автомата безопасности рассматриваемых турбин (кроме турбины Т-250-240) изображены на рис. 6.16. Оси клинков расположены в крышке ЗАБ. В рабочем положении клинки прижимаются к головкам золотников пружинами указателей. За счет подгонки прокладок под головками между бойками и клинками устанавливается зазор 0,8—1 мм. Подвод напорного масла и две основные линии защиты, идущие к автоматическому затвору и регулятору частоты вращения, проходят через опорный фланец ЗАБ и промежуточную плиту корпуса переднего подшипника, внутри которого они размещены.

Передний 1 и задний 5 золотники ЗАБ одинаковы и удерживаются в

верхнем рабочем положении давлением масла на ступеньку, образуемую поверхностями с разницей диаметров 2 мм. К этой ступеньке (камера Н) постоянно (при работе главного или пускового насосов) подается напорное масло. При срабатывании бойков клинки должны опустить золотники от упоров примерно на 1 мм. Затем от камеры С над золотниками через открывающиеся окна О поступает стерегущее масло, имеющее полное давление p_0 . Усилие, создаваемое давлением этого масла на поясok n (поясок m представляет собой направляющую крестовину), перемещает золотники вниз. В нижнем положении золотники открывают сливы масла через окна М и Л, которые соединены соответственно с камерами под золотником $\varnothing 65$ мм и над золотником автоматического затвора.

Для подъема золотников необходимо снять давление из камер над ними. Как отмечалось, при рассмотрении регулятора частоты вращения его синхронизатор может перекрывать подвод стерегущего масла. После синхронизатора это масло разделяется на два потока: основной поток управляется распределительным золотником 4, а дублирующий — поворотной буксой 3. Возможные протечки масла сливаются через кольцевые зазоры вокруг хвостовиков. В нижнем положении зазоры достаточно велики, чтобы воспрепятствовать созданию в камерах существенного давления, которое может помешать взведению золотников. При подъеме золотников зазор уменьшается за счет большего диаметра хвостовиков. Уменьшенный зазор способствует более четкому срабатыванию золотников при подаче стерегущего масла.

В верхней части корпуса ЗАБ установлена поворотная шайба 2, с которой жестко соединена поворотная букса. В поворотной шайбе имеются два фигурных дуговых паза, через которые проходят хвостовики золотников. Когда хвостовики находятся в широкой части пазов, золотники могут опускаться на полный ход, равный 20 мм. При расположении хвос-

товиков в узких частях пазов головки хвостовиков ограничивают перемещение золотников 5 мм, а так как перекрыша между окнами Л и М и сливными отверстиями в золотниках больше 5 мм, то в этом случае сливы не открываются, и команда на закрытие органов парораспределения не выдается.

Поворотные шайба и букса с помощью червячного привода могут устанавливаться в семи положениях. Маховичок привода выведен из корпуса переднего подшипника и имеет указатель соответствующих операций. Во время работы турбины указатель ставится в среднее, рабочее, положение и хвостовики обоих золотников находятся в широкой части пазов. При смещении указателя в обе стороны от среднего положения поворотные шайба и буксы последовательно занимают положения 1^а, 2^а, 3^а или 1^б, 2^б, 3^б (см. вид на поворотную шайбу), соответствующие проведению операций расхаживания, опробования маслом и опробования разгоном переднего и заднего бойков и их золотников. Из-за полной идентичности вместо шести положений рассмотрим три, не относя их к конкретной паре боек — золотник.

В положении 1 (расхаживание) хвостовик испытуемого золотника находится в узкой части паза поворотной шайбы, а хвостовик второго золотника — в широкой части. Поворотная букса открывает окна У или Ф (сечения Г — Г и Д — Д) на линии подвода напорного масла к соплу испытуемого бойка. Однако подачи масла при этом не происходит, так как поворотная букса только подготавливает возможность подачи масла в ту или иную линию, а сама подача производится распределительным золотником. Кроме того, в положении 1 поворотная букса закрывает окна Р или Х на линии дублирующего подвода «стерегущего» масла к испытуемому золотнику (сечение 3—3).

В положении 2 (опробование подачи масла) хвостовики обоих золотников находятся в широких частях пазов. Поворотная букса опять открывает окна У или Ф и закрывает окна Р или Х.

В положении 3 (опробование разгоном) хвостовик испытуемого золотника находится в широкой части паза, а хвостовик другого золотника — в узкой части. Поворот-

ная букса открывает окна (сечение И — И) на подводе напорного масла в линию, идущую из камеры под золотником Ø65 мм.

Распределительный золотник имеет три рабочих пояска и один уплотнительный. Пояски Ш и Ю управляют основным потоком стерегущего масла, а поясок Э — напорным маслом, подаваемым к соплам бойков или при выполнении операции разгона в линию золотника Ø65 мм.

Подача масла в камеру под золотником Ø65 мм приводит к повышению частоты вращения ротора. В связи с этим распределительный золотник выполняет в данном случае роль «разгонщика», поэтому он имеет привод с несамотормозящейся винтовой парой. Можно отметить, что подача дополнительного масла в камеру под золотником Ø65 мм компенсируется при повышении частоты вращения отходом ленты от сопла и не вызывает смещения ни золотника Ø65 мм, ни золотника Ø70 мм, что позволяет иметь на нем расширяющееся окно в этаже В без ухудшения устойчивости системы во время испытания автомата безопасности.

Во время работы турбины распределительный золотник прижат к переднему упору давлением масла на площадку, образуемую поверхностями с наружными диаметрами золотника и хвостовика. В этом положении подвод напорного масла перекрыт, а линии стерегущего масла открыты. При перемещении распределительного золотника от упора («от себя») сначала поясками Ш и Ю отсекается подвод стерегущего масла, затем поясок Э открывает подвод напорного масла. Пояски Ш и Ю имеют крестообразные сверления, соединяющие полости по обоим сторонам поясков. Сверления в пояске Ю обеспечивают и при смещении золотника постоянный подвод масла на кольцевую площадку для возврата золотника. Сверления и пояске Ш при проведении проверки разгоном позволяют подводить к линии золотника Ø65 мм не только напорное, но и стерегущее масло, что уменьшает возможность падения давления масла в камерах Н, предотвращая самопроизвольное срабатывание золотников. При последовательном проведении контрольных операций первой выполняется проверка разгоном, затем опробование подачи масла, а потом — расхаживание. Такой порядок позволяет при разгоне проверять защиту в ее истинном состоянии без предварительного перемещения элементов.

Во время проверки разгоном поворотная шайба ограничивает перемещение неиспытываемого золотника, чтобы он не мог отключить турбину в случае срабатывания его бойка пер-

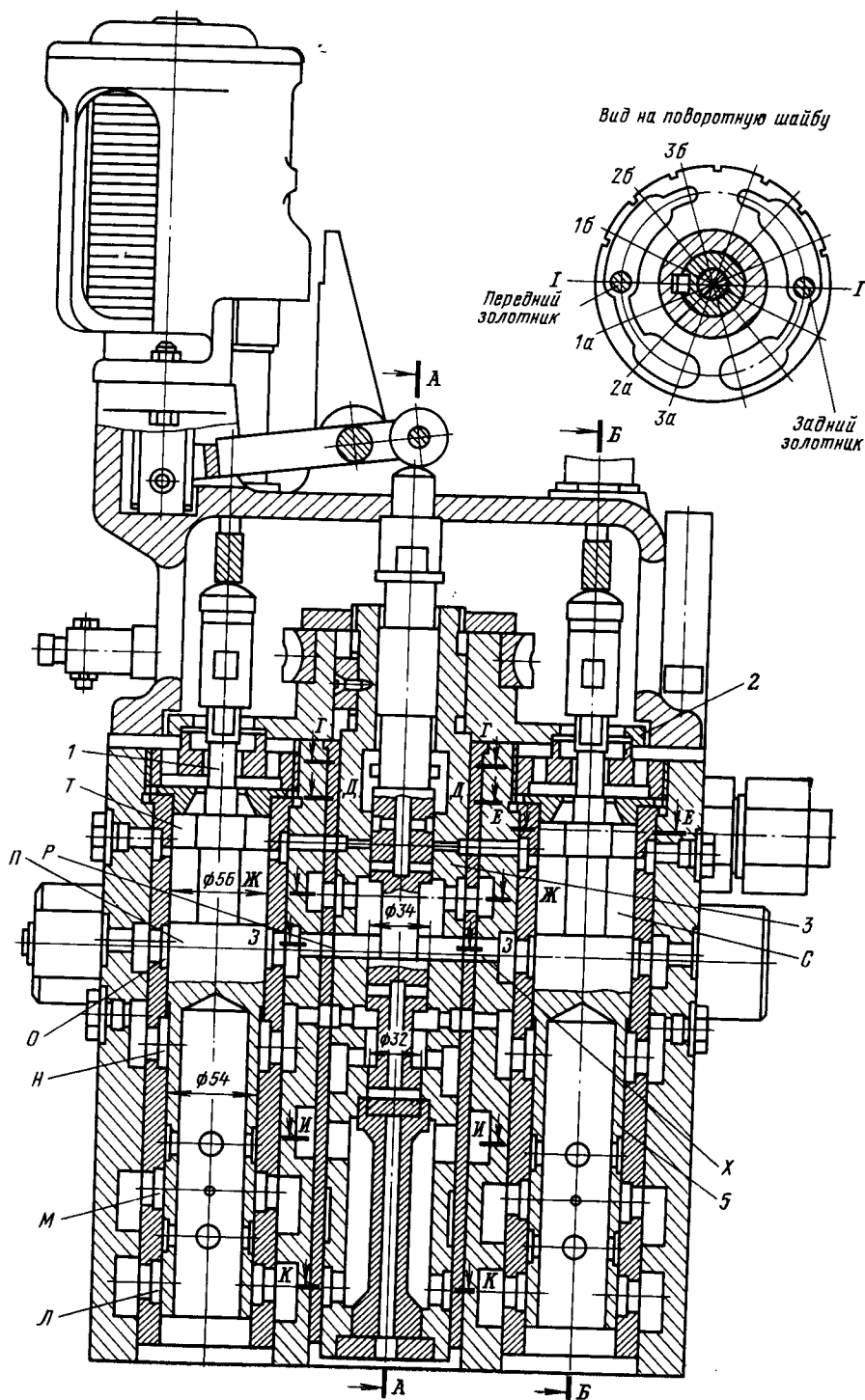
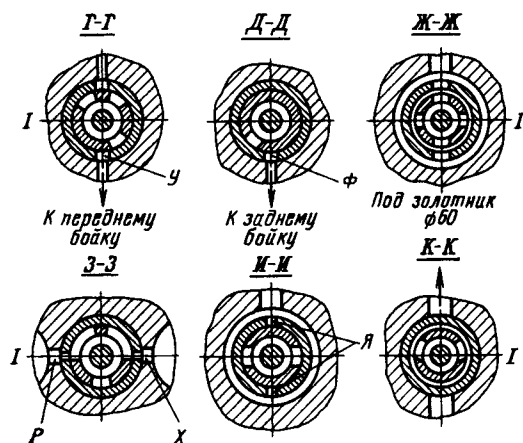
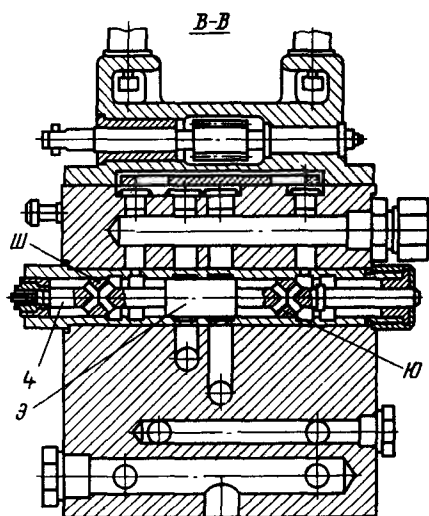
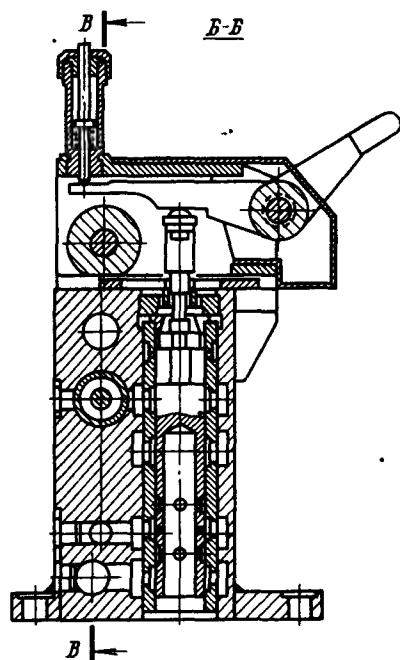
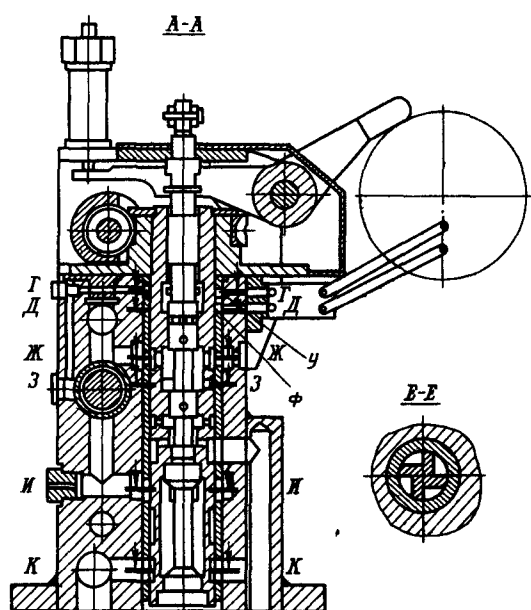


Рис. 6.16. Золотники



автомата безопасности

вым, до проверки испытуемой пары боек — золотник.

Предварительно синхронизатором регулятора частоты вращения повышают частоту вращения ротора примерно до 3120 об/мин. Затем распределительным золотником постепенно разгоняют ротор до момента срабатывания (но не выше 3500 об/мин для турбины Р-100-130 и 3400 об/мин — для других турбин) испытуемого бойка и его золотника, указатель которого, выведенный на крышку корпуса переднего подшипника, опустится на 20 мм. После срабатывания защиты и закрытия органов парораспределения распределительный золотник возвращают на место.

Взведение ЗАБ производится отсечкой стерегущего масла синхронизатором регулятора частоты вращения установкой его в нулевое положение. Однако, чтобы не произошло взведения ЗАБ до посадки бойков (что может произвести к повреждению клинков и бойков), необходимо, предварительно быстро перемещая синхронизатор в сторону убавить, установить его в положение 5 мм по шкале, и только после снижения частоты вращения до 3000 об/мин перевести синхронизатор в нулевое положение. Как только ЗАБ взведется, следует быстрым перемещением синхронизатора в сторону прибавить открыть органы парораспределения, не допуская существенного снижения частоты вращения и уменьшения давления масла за главным насосом.

Во время проведения опробования подачи масла обе пары бойков и золотников могут отключить турбину. Поворотная букса подготавливает подвод масла к испытываемому бойку. Подача масла производится распределительным золотником перемещением его от себя. После срабатывания испытуемого бойка распределительный золотник медленно, с выдержкой времени в момент прекращения подачи масла к бойку*, возвращают обратно. Выдержка требуется для то-

го, чтобы перед взведением испытуемого золотника за счет отключения стерегущего масла от его камеры (к камере второго золотника оно остается подведенным все время через дублирующую линию) масло из карманов бойка успело вытечь и он сел на место.

Во время проведения расхаживания установкой поворотной шайбы и буксы одна пара боек — золотник подготавливается к проверке, а вторая — остается в положении готовности к отключению турбины. Масло к бойку подается распределительным золотником. После срабатывания бойка его золотник опускается на 5 мм. Взведение ЗАБ происходит при обратном движении распределительного золотника, которое необходимо производить также с выдержкой.

Для срабатывания золотников при воздействии на кнопку или от электромагнита 2 внутри поворотной буксы имеется центральный золотник 4. Благодаря ступеньке на наружном диаметре давлением напорного масла он прижимается к крышке ЗАБ. Рабочий ход золотника 14 мм. Смещаясь вниз, золотник из полости внутри поворотной буксы подает стерегущее масло к камерам над передним и задним золотником, одновременно прекращая подвод масла к камерам *H* этих золотников и открывая из них слив. Последнее облегчает срабатывание золотников.

Для повышения надежности работы электромагнита в турбинах последних выпусков он вынесен на крышку корпуса подшипника.

Золотники автомата безопасности турбины Т-250-240 показаны на рис. 6.17. Выполняя те же функции, что и аналогичные золотники других турбин, они имеют существенные отличия в конструкции.

Каждый из двух одинаковых золотников 3 во взведенном состоянии крючком 5 подвешен на зацепке 6, жестко соединенной с клинком 8. При срабатывании бойка (или электромагнита 7 или при ударе по кнопке) клинок поворачивается, зацеп отходит от крючка и под действием пружины 4 золотник идет вниз («сраба-

* Это положение должно быть отмечено риской на штоке маховичка.

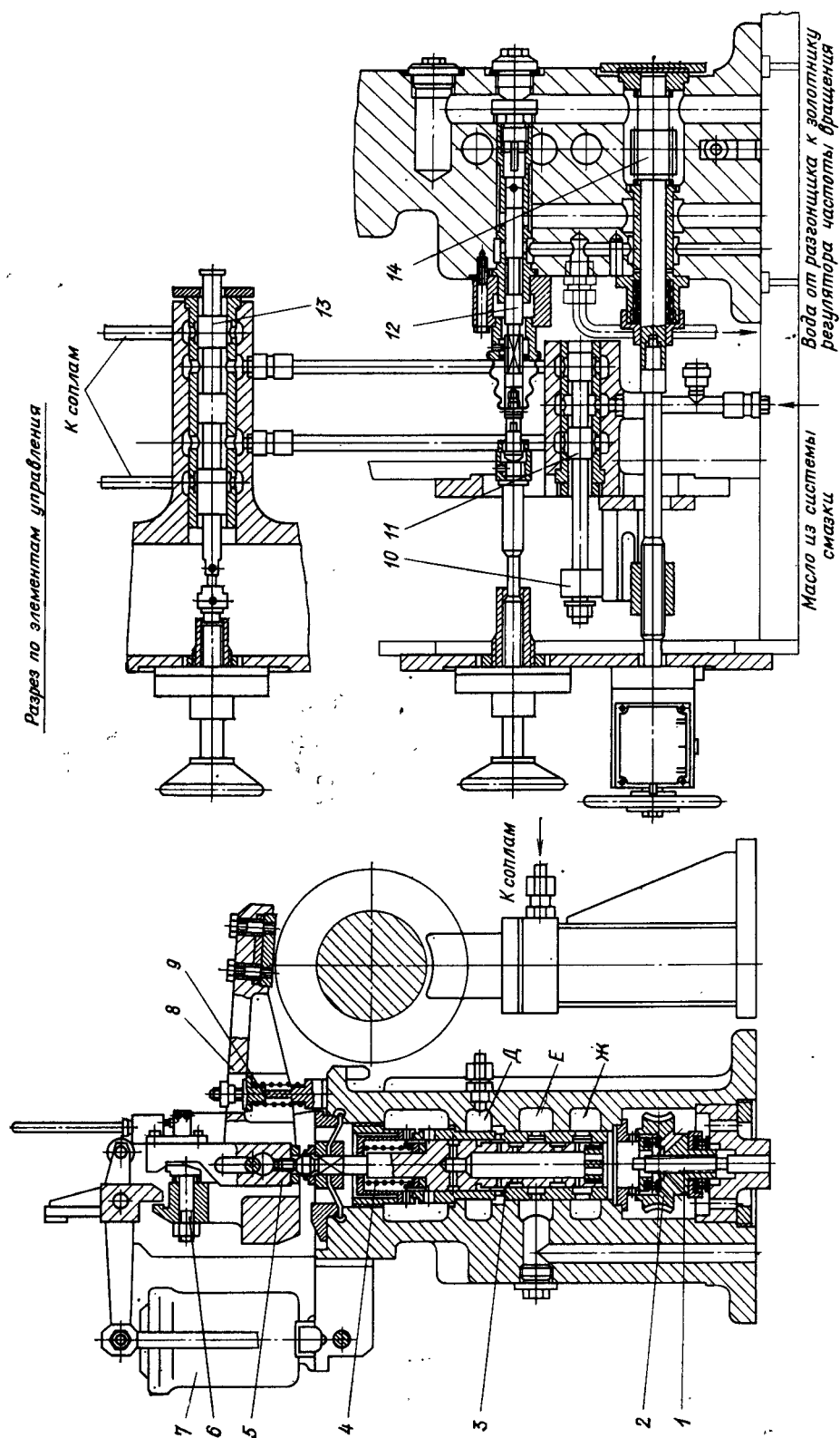


Рис. 6.17. Золотники автомата безопасности турбины Т-250-240

тывает»). Находясь на нижнем упоре, золотники открывают слив воды из камер Ж и Е, соединенных с камерами золотников автозатворов и напорной камерой мембранного разделителя (поз. 9 на рис. 6.3).

К камере Д подводится вода через управляющее окно в синхронизаторе регулятора частоты вращения. Это окно открыто только в начале хода синхронизатора. Поданная в камеру Д вода, воздействуя на ступеньку у золотников, поднимает их вверх до упора, а клинки под действием пружины 9 подводят зацепы под крючки. Когда подвод воды в камеру Д прекращается, то пружины стремятся опустить золотники и они зависают крючками на зацепах (золотники «взведены»). При взведенных золотниках из камеры Ж имеются сливы воды через небольшие отверстия, что обеспечивает срабатывание автозатворов при закрытии подвода воды через синхронизатор в линиях управления золотниками автозатворов.

Для проведения у защиты контрольных операций (испытаний) под золотниками 3 имеются перемещаемые винты 1 (упоры). Винты перемещаются червячным приводом, состоящим из двух червячных колес 2 и одного червяка 14, находящегося в зацеплении с обоими колесами. При вращении червяка маховичком по часовой стрелке винт переднего золотника опускается, а заднего — поднимается; при вращении маховичка против часовой стрелки движение винтов обратное. Шток маховичка имеет стрелку, перемещающуюся по резьбе, и шкалу. Когда оба винта находятся в среднем положении, стрелка указывает на риску с надписью «Работа». С каждой стороны от этой надписи имеются еще по две риски с надписями «Опробование» и «Упор», соответствующие опробованию и подъему до упора переднего и заднего золотников. В положении «Опробование» винт соответствующего золотника поднимается настолько, что после расцепления крючка с зацепом золотник опускается только на 5 мм и сливы из камер Ж и Е не открываются.

Со штоком маховичка червяка через винтовую резьбу соединен рычаг 10, перемещающий золотник 11, который подготавливает подачу масла из системы смазки к бойку опробуемого золотника. Сама подача масла производится золотником 13, имеющим свой маховик.

Золотник 12 является «разгонщиком» и подает воду из напорной линии в линию золотника регулятора частоты вращения. Привод золотника, так же как у ЗАБ других турбин, выполнен с несомотормозящейся резьбой, и возврат золотника в исходное положение после разгона происходит за счет давления воды на его торец.

При проверке защиты повышением частоты вращения (разгоном), например, переднего бойка и золотника привод червяка устанавливается в положение опробования заднего золотника. Это исключает закрытие органов парораспределения от бойка, не проверяемого в данный момент.

После испытания разгоном открытие стопорных и регулирующих клапанов, как и у других турбин, производится синхронизатором регулятора частоты вращения.

При опробовании защиты без повышения частоты вращения предварительно синхронизатором устанавливают частоту вращения ротора в пределах 2900—2950 об/мин. Затем привод червяка ставят в положение «опробование» соответствующего золотника, а золотником 13 подается масло к испытываемому бойку (при вращении маховичка золотника 13 по часовой стрелке масло подается к заднему бойку и наоборот). После срабатывания бойка золотник 13 возвращают в исходное положение и с выдержкой времени переводят привод червяка в положение «работа».

Расхаживание бойков и золотников производят при работе турбины под нагрузкой (его можно производить и на холостом ходу) при частоте электрического тока не ниже 49,5 Гц. Порядок проведения операций совпадает с операциями при проверке защиты опробованием подачей масла.

6.8. Автоматический затвор

Автоматический затвор (рис. 6.18) представляет собой односторонний масляный сервомотор с отсечным золотником и управляется синхронизатором регулятора частоты вращения, что позволяет производить необходимые операции дистанционно. Синхронизатором можно полностью открыть или закрыть стопорный клапан без установки его в промежуточное положение.

Закрытие стопорного клапана осуществляется и золотниками автомата безопасности. Для возможности расхождения стопорного клапана и снятия характеристик автозатвора в его корпусе установлен золотник ручного управления 3 и сохранена обратная связь 6 от поршня к отсечному золотнику. При необходимости золотником управления можно произвести быструю посадку стопорного клапана.

Поршень автозатвора 1 нагружен сверху витыми пружинами. Шток поршня выведен вверх, через сливную камеру. Конец штока поршня жестко соединен с верхней траверсой рамки, образуемой двумя траверсами и двумя тягами. В нижней траверсе расположен шаровой шарнир, через который она соединяется со штоком стопорного клапана. На одной из тяг закреплен клиновой толкатель, воздействующий на конечный выключатель, подающий необходимые электрические сигналы при закрытии клапана. Нижнее положение поршня автозатвора определяется упором стопорного клапана в седло, а верхнее — упором штока клапана в крышку.

Подача масла под поршень для открытия стопорного клапана и слив масла при его закрытии произво-

дятся отсечным золотником 2. Золотник находится под воздействием пружины растяжения и силы давления масла в камере над ним. Золотник выполнен дифференциальным со ступенькой в средней части, на которую действует напорное масло. Масло создает усилие, направленное, как и сила пружины, вверх. Это дополнительное усилие гарантирует подъем золотника вверх и закрытие стопорного клапана даже при неисправности пружины. Масло в камеру над золотником подается от синхронизатора через небольшое калиброванное отверстие в его кулке, поэтому при срабатывании ЗАБ этот подвод не препятствует быстрому понижению давления в камере. Сливное окно в золотнике управления 3 выполнено в виде Т-образной щели с уз-

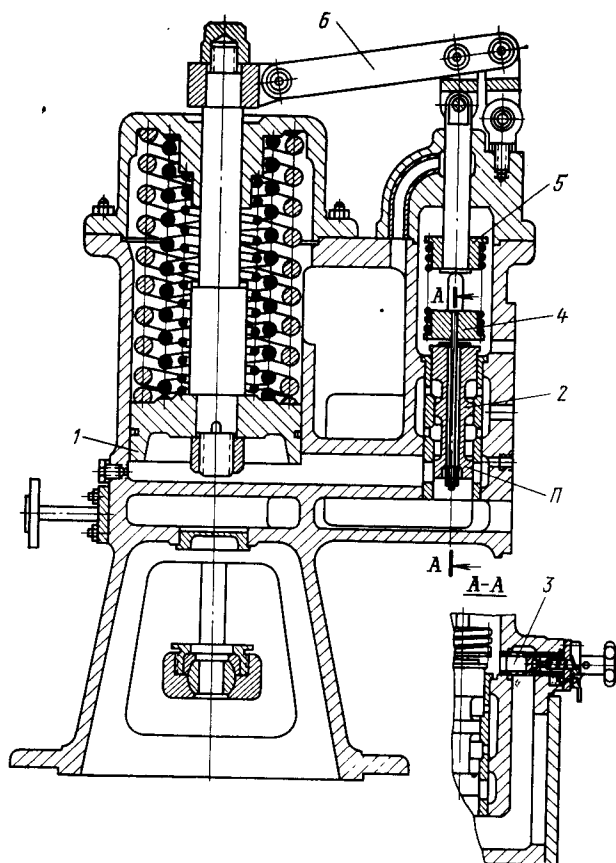


Рис. 6.18. Автозатвор турбины Т-100-130

кой частью, позволяющей плавно изменять давление в камере.

Когда в камере над золотником масло имеет полное давление, усилие, действующее на золотник вниз, становится значительно больше усилия, действующего вверх, поэтому золотник опускается до упора (буртик золотника упирается в буксу). В этом положении поясok открывает постоянный подвод масла под поршень автозатвора. При снижении давления масла в камере над золотником золотник смещается вверх, открывая слив масла из-под поршня. Когда давление мало, тарелки пружины золотника сближаются до соприкосновения их штоков. Шток нижней тарелки 4 соединяется с золотником через самоустанавливающуюся опору.

Шток верхней тарелки 5 связан с рычагом обратной связи 6. Когда штоки тарелок сомкнуты, поршень авто-

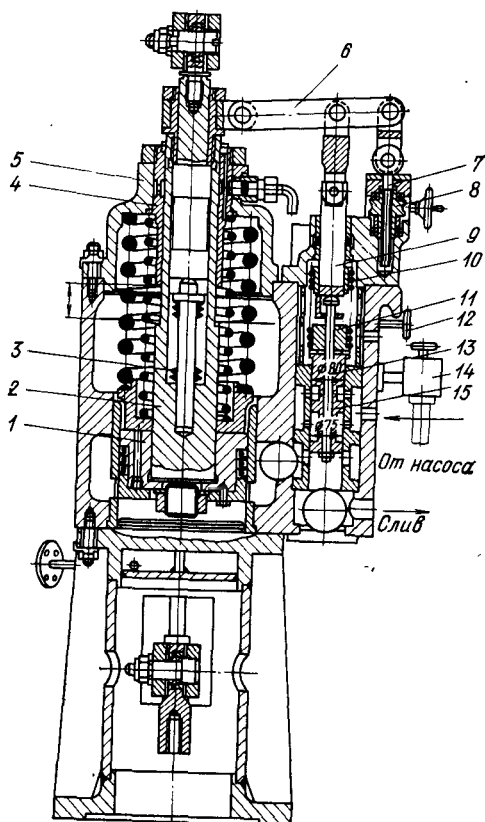


Рис. 6.19. Автозатвор ЧВД турбины Т-250-240

затвора, двигаясь вниз через обратную связь, перемещает вниз и золотник. (Нижняя тарелка в этот момент, выбрав имеющийся небольшой зазор, упирается в буртик золотника). После того, как поршень пройдет большую часть хода, золотник начинает уменьшать площадь открытия сливных окон, оставляя их открытыми в конце хода на небольшую величину. Этим достигается смягчение удара стопорного клапана о седло за счет уменьшения скорости движения поршня автозатвора на последнем участке хода.

Для увеличения скорости поршня на основной части хода сопротивление слива масла снижается переток части масла из сливного канала в соединенную с ним полость над поршнем.

Турбина Т-100-130 имеет один стопорный клапан, турбины Т-175-130, ПТ-135-130, Р-100-130 — по два стопорных клапана. В автозатворах этих турбин нет управляющего золотника. Для поочередного распахивания на полный ход стопорных клапанов этих турбин их автозатворы имеют подвижную опору 7 рычага обратной связи 6, которая перемещается червячным приводом 8 (см. рис. 6.19). Шток 13 нижней тарелки 11 пружины имеет головку, а шток 9 верхней тарелки 10 — захват. В рабочем положении захват находится несколько ниже головки и не препятствует движению золотника вверх при падении давления в камере над ним.

При распахивании опора рычага поднимается, захват подтягивает золотник 15, поршень автозатвора опускается и обратная связь опускает золотник в отсечное положение. Перемещение опоры производится до закрытия стопорного клапана. По окончании распахивания опора рычага возвращается на место, и стопорный клапан открывается.

В соответствии с числом стопорных клапанов в турбине Т-250-240 имеются два автозатвора ЧВД и два автозатвора ЧСД (промперегрева). Конструкция их близка друг другу и имеет небольшие отличия. Автозатворы ЧВД (рис. 6.19) имеют управляющий

золотник, аналогичный автозатвору турбины Т-100-130 (на рисунке поз. 12 относится к маховику золотника). Золотником, одновременно воздействуя на автозатворы, можно распахивать сразу все стопорные клапаны или производить их быстрое закрытие. Для индивидуального распахивания клапанов на всех автозатворах опора рычага обратной связи 6 выполнена подвижной.

На корпусах автозатворов ЧВД закреплены устройства 14 для распахивания сервомоторов ЧВД, представляющие собой такой же золотник, как и управляющий. Золотниками можно, воздействуя на сервомоторы ЧВД, закрыть регулирующие клапаны соответствующего блока клапанов, что обеспечит открытие сто-

порных клапанов ЧВД после проведения их распахивания на полный ход.

Для уменьшения усилия, передаваемого автозатворами на штоки стопорных клапанов ЧВД, когда они находятся на верхних упорах, в силовую цепь от поршней автозатворов к штокам введены тарельчатые пружины 3. Первым доходит до упора шток клапана, поршень 1 автозатвора, продолжая движение, дополнительно сжимает тарельчатые пружины и упирается в крышку 5 корпуса. Таким образом, усилие поршня передается крышке, а шток клапана оказывается под воздействием только сжатых тарельчатых пружин..

Для уменьшения трения между штоком 2 поршня автозатвора и его буксой 4 в зазор между ними подается вода.

Глава седьмая

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

7.1. Особенности эксплуатации теплофикационных турбин

Эксплуатация теплофикационных турбин имеет ряд особенностей по сравнению с эксплуатацией чисто конденсационных турбин. Эти особенности связаны с конструктивными отличиями теплофикационных турбин и их установок, а также режимами их работы, при которых нарушается пропорциональность нагрузок ЧВД, ЧСД и ЧНД расходу свежего пара; существенно меняются режимы работы отдельных ступеней; имеет место длительная работа ступеней ЧНД с малыми расходами пара.

Теплофикационные паровые турбины с регулируемыми отборами пара в зависимости от возможного числа независимых покрываемых нагрузок (электрической и тепловых) имеют соответствующее число органов парораспределения. (Здесь не рассматриваются органы парораспределения за промежуточным перегревом пара в тех турбинах, где он имеется).

Наличие органов парораспределения ЧСД и ЧНД, рассекающих турбину на отдельные части, заставляет учитывать возможность возникновения аварийных ситуаций при неправильных действиях персонала или расстройствах системы регулирования, приводящих к закрытию этих органов, когда оно не требуется, или, наоборот, препятствующих их закрытию, когда это необходимо.

Самопроизвольное закрытие парораспределения ЧСД или ЧНД, когда клапаны ЧВД остались открытыми, а регулируемые отборы отсутствуют или малы, может привести к возрастанию давления во всей предотборной части турбины до давления свежего пара и вызвать разрушение турбины и разрыв трубопроводов, соединенных с ней. Для защиты от аварии в этом случае на камерах отборов (или выходящих из них трубах) устанавливаются предохранительные клапаны.

Необходимость быстрого и достаточного закрытия парораспределения ЧСД или ЧНД при сбросах нагрузки

определяется следующим. Трубопроводы регулируемых отборов пара и подключенные к ним аппараты содержат значительное количество пара. Особенно много пара высокой работоспособности может быть в протяженных трубопроводах производственного отбора, в которые пар поступает и от других источников. При сбросе нагрузки с турбины, когда давление в проточной части падает, пар из трубопроводов будет стремиться идти в турбину. Если обратный поток пара пройдет через рабочие ступени турбины от камеры отбора до конденсатора или от камеры отбора с высоким давлением до камеры с более низким давлением, то он будет вырабатывать некоторую мощность. Эта мощность может быть больше, чем требуется для вращения турбины на холостом ходу. Отключение в данных условиях генератора от электрической сети приведет к недопустимому возрастанию частоты вращения ротора турбоагрегата, которое не прекращается после срабатывания автомата безопасности.

Опасность разгона усугубляется в случаях, когда пар регулируемых отборов поступал в коллекторы, в которые параллельно подается пар от других источников, так как при этом мощность обратного потока пара с течением времени не снижается.

В качестве первой ступени защиты от обратного потока пара на линиях регулируемых отборов, так же как и на большинстве регенеративных отборов, устанавливаются обратные клапаны с принудительным закрытием по импульсу от срабатывания автоматического затвора. Закрытие органов парораспределения ЧСД и ЧНД является второй ступенью защиты, уменьшающей опасность разгона турбины в рассматриваемом случае. Защитные функции органы парораспределения могут выполнять только в том случае, если они будут достаточно плотными.

Если отбор пара является нерегулируемым и за его камерой нет органов парораспределения, то параллельная работа такого отбора с другими источниками пара не разрешается. Так,

в турбинах со ступенчатым подогревом сетевой воды, имеющих один орган парораспределения на два отопительных отбора (турбины Т-100-130, Т-175-130, Т-250-240), параллельная работа этих отборов с другими источниками пара не разрешается.

Органы парораспределения ЧВД и предотборные части теплофикационных турбин рассчитываются на полный пропуск пара, необходимый для работы с регулируемыми отборами. В то же время части среднего и низкого давления ряда теплофикационных турбин, например турбины ПТ-135-130, их конденсационные установки и некоторое комплектующее оборудование (конденсатные и сливные насосы, эжекторы, первые ПНД и др.) рассчитываются на частичный пропуск пара и конденсата. Поэтому во время работы теплофикационных турбин, имеющих ограниченную пропускную способность ЧСД и ЧНД, без регулируемых отборов пара следует пользоваться ограничителем мощности, препятствующим излишнему открытию регулирующих клапанов, что исключает перегрузку турбины и ее оборудования при неправильных действиях персонала.

Для повышения устойчивости работы усложненной системы регулирования, обеспечивающей одновременное поддержание в заданных пределах нескольких параметров, в отдельных случаях приходится несколько повышать неравномерность регулирования скорости и применять разделение характеристик с повышенной местной неравномерностью. Еще большего повышения неравномерности требуют обычно системы регулирования турбин с противодавлением. Эти системы хотя и просты, но управляют агрегатами, имеющими по сравнению с турбинами, работающими с конденсаторами, значительно более легкий валопровод с малым моментом инерции. Малый момент инерции роторов турбин типа Р обуславливает малое время их разгона, что отрицательно влияет на устойчивость работы системы регулирования. Устойчивая, без качаний, работа регулирования

турбин с противодавлением обеспечивается повышением неравномерности регулирования скорости на 1% номинальной частоты вращения по сравнению с неравномерностью у турбин с конденсаторами. Повышенная неравномерность в основном не влияет на участие противодавленческих турбин в поддержании частоты электрического тока в сети, в которую включены их генераторы, так как обычно эти турбины работают по тепловому графику, когда их регуляторы частоты вращения вообще выведены из работы.

Рассчитанные на большой пропуск пара цилиндры и перепускные трубы предотборных частей, камеры отборов и присоединенные к ним трубопроводы (до обратных клапанов) аккумулируют в себе значительные объемы пара. При сбросе электрической нагрузки после закрытия регулирующих клапанов ЧВД из-за большего объема аккумулированного пара ротор турбоагрегата с теплофикационной турбиной разгоняется до более высокой частоты вращения, чем это имеет место при чисто конденсационной турбине. И если у конденсационной турбины, для того чтобы после сброса нагрузки автомат безопасности не отключил турбину, достаточно настроить его на срабатывание при частоте вращения ротора, превышающей номинальную на 10%, то у теплофикационных турбин настройка повышается до 11—12%, а у некоторых типов турбин и до больших значений. (Для конденсационных турбин с пром-перегревом влияние объема труб промперегрева на разгон турбины уменьшается закрытием клапанов ЧСД).

В чисто конденсационных турбинах на основных режимах осевое усилие направлено в одну сторону, прижимая ротор, как правило, к колодкам упорного подшипника со стороны генератора. Если и происходит переход на другие колодки, то только при очень малых нагрузках или на холостом ходу, а также при изменениях режимов. В теплофикационных турбинах с регулируемыми отборами пара работа ротора на колодках, рас-

положенных с разных сторон упорного гребня, возможна на целом ряде режимов. Данную особенность необходимо учитывать при наблюдении за приборами осевого сдвига и относительного расширения роторов, а также при подгонках колодок обеих сторон подшипника, не допуская ее ухудшения со стороны переднего подшипника, которую часто считают «нерабочей».

В турбоустановках с чисто конденсационными турбинами существуют пропорциональная зависимость между расходом пара через турбину, количеством конденсата греющего пара в регенеративных подогревателях, перепадом давления между паровыми пространствами подогревателей и количеством конденсата, образующегося в конденсаторе и проходящего через подогреватели. Это позволяет осуществить надежно работающий каскадный слив конденсата греющего пара из одного подогревателя в другой.

В турбоустановках с теплофикационными турбинами с регулируемыми отборами пара такая закономерность отсутствует. На режимах с включенными регулируемыми отборами пара расход пара через послеотборные ступени снижается, хотя расход свежего пара в турбину, как правило, возрастает. Послеотборные ступени часто работают с небольшими расходами, когда перепад давления между подсоединенными к ним подогревателями становится недостаточным для обеспечения надежного каскадного слива конденсата греющего пара из одного ПНД в другой. Поэтому в теплофикационных турбоустановках применение каскадного слива ограничено и более широко, чем в турбоустановках с конденсационными турбинами, для откачки конденсата из ПНД применяются сливные насосы. При работе с регулируемыми отборами пара имеют место режимы, когда количество конденсата греющего пара в ПНД настолько мало, что откачка конденсата сливными насосами становится нецелесо-

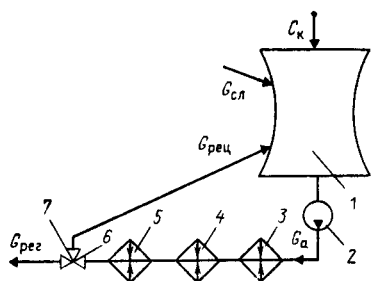


Рис. 7.1. Схема рециркуляции:

1 — конденсатор; 2 — конденсатный насос; 3 — основной эжектор; 4 — эжектор уплотнений; 5 — сальниковый подогреватель; 6 — клапан основного конденсата; 7 — клапан рециркуляции

образной и конденсат направляется в конденсатор.

Теплота, содержащаяся в паре, поступающем из концевых уплотнений турбины в сальниковый подогреватель и эжектор уплотнений, и теплота, содержащаяся в паровоздушной смеси, отсасываемой из конденсатора основными эжекторами, а также теплота рабочего пара эжекторов передается в аппаратах этих трех типов протекающему через их трубные системы основному конденсату, который затем идет в систему регенерации через клапан основного конденсата (рис. 7.1).

Отсос и конденсация пара с заданным вакуумом будет происходить только при условии протекания через аппараты некоторого минимально не-

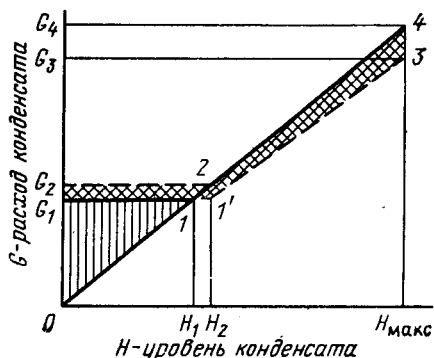


Рис. 7.2. Зависимость между уровнем в сборнике конденсата и расходом конденсата через клапаны:

зона вертикальной штриховки — расход через клапан рециркуляции, зона крестообразной штриховки — расход через постояннодействующий обвод

обходимого количества основного конденсата, равного G_a . Однако во время пуска турбины, работы ее на холостом ходу и с малыми нагрузками, а также с большими теплофикационными отборами пара количество пара, поступающего в конденсатор, невелико и количество конденсата, идущего в систему регенерации, оказывается недостаточным для нормальной работы аппаратов. Поэтому на указанных режимах за аппаратами открывается клапан рециркуляции, через который начинает идти дополнительный поток основного конденсата $G_{рег}$, возвращающийся в конденсатор и образующий контур рециркуляции. Расход конденсата через аппараты становится равным сумме двух потоков: $G_{рег}$ и $G_{рег}$, причем профиль клапанов основного конденсата и рециркуляции выполняется так, что при их совместном движении сумма протекающих через них потоков остается постоянной (линия $G_1 — 1$, рис. 7.2) и равной G_a до момента полного закрытия клапана рециркуляции.

Управляющим параметром для перемещения обоих клапанов является уровень конденсата в сборнике, который пропорционален расходу основного конденсата в линию регенерации — $G_{рег}$, причем

$$G_{рег} = G_k + G_{сл},$$

где G_k — расход пара в конденсатор из выхлопного патрубка турбины; $G_{сл}$ — расход пара и воды из дренажей, постоянного добавка, впрысков и др.

Расход по линии рециркуляции на уровень в сборнике конденсата и расход в систему регенерации не влияет.

На рис. 7.2 линия 0—4 показывает связь между уровнем конденсата в сборнике и расходом основного конденсата в линию регенерации $G_{рег}$; линия $G_1 — 1 — 4$ — расход конденсата через аппараты, установленные до клапана рециркуляции; ордината $0 — G_1$ соответствует расходу G_a , равному максимальному расходу через клапан рециркуляции и нулевому расходу через клапан основного кон-

денсата. Рециркуляция при наличии расхода $G_{\text{рег}}$ определяется разностью ординат между соответствующими точками отрезков $0-1$ и G_1-1 , образующих заштрихованный треугольник.

На рисунке нанесены также линии G_2-2 и $1-1'-3$ для случая, когда какой-либо аппарат, включенный в контур рециркуляции, не рассчитан на пропуск максимального расхода конденсата, идущего в систему регенерации (точка 4). В этом случае параллельно с этим аппаратом выполняется обводная линия, наибольший расход по которой $G_{\text{обв. макс}}$ определяется как разность между максимальным расходом в линию регенерации и допустимым расходом через лимитирующий аппарат:

$$G_{\text{обв. макс}} = G_{\text{рег. макс}} - G_{\text{а. доп}} \quad (\text{ордината } 3-4).$$

Обычно этот расход ограничивается шайбой. Такое решение является наиболее простым. Но так как обвод действует постоянно, то в случае, когда лимитирующий аппарат определяет расход рециркуляции, требуется некоторое увеличение расхода рециркуляции. Происходит это потому, что при уменьшении потока $G_{\text{рег}}$ и снижении расхода через аппарат до G_a через обвод будет идти пропорционально уменьшенный поток конденсата $G_{\text{обв. мин}}$ (ордината $1-2$), вследствие чего максимальный расход рециркуляции должен стать равным

$G'_{\text{рец}} = G_a + G_{\text{обв. мин}}$ (ордината $0-G_2$), следовательно, клапан рециркуляции будет начинать работать не при расходе основного конденсата, соответствующем точке 1, а при расходе, соответствующем точке 2.

Для того, чтобы в рассматриваемом случае не увеличивать расход рециркуляции, на обводной линии можно установить ventиль с автоматическим управлением, который будет закрыт до того момента, пока расход конденсата в линию регенерации не станет допустимым через лимитирующий аппарат. При дальнейшем увеличении расхода ventиль должен

открываться (необходимо убедиться, что при открытии ventиля расход через аппарат не упадет ниже минимально допустимого).

Поток рециркуляции теплоту, полученную в аппаратах, уносит в конденсатор, где она отдается циркуляционной воде и теряется.

Режимы, когда включается контур рециркуляции, у чисто конденсационных турбин непродолжительны, поэтому потеря теплоты у них также происходит кратковременно.

Иначе обстоит дело у теплофикационных турбин с регулируемыми отборами пара. При увеличении тепловой нагрузки расход пара в конденсатор уменьшается. Поскольку режимы с большими тепловыми нагрузками и малыми расходами пара в конденсатор для теплофикационных турбин являются основными, то потери теплоты с потоком рециркуляции, близкими к максимальному, будут происходить у них длительное время.

Максимальный расход рециркуляции должен быть по возможности меньшим, ибо чем он больше, тем при меньших тепловых нагрузках начинает включаться контур рециркуляции и, следовательно, большее время будут происходить потери теплоты.

Это обстоятельство требует правильной настройки клапана рециркуляции, чтобы он не включался преждевременно. Проверку достаточности расхода через клапан рециркуляции следует производить на двух режимах. Максимальное открытие клапана будет иметь место перед пуском турбины, когда конденсационное устройство включено и к уплотнениям турбины подан пар. Однако в это время количество поступающего в в сальниковый подогреватель пара и его температура ниже, чем при работе турбины с большими расходами свежего пара, и для нормальной работы сальникового подогревателя необходимо меньше конденсата. При большой тепловой нагрузке турбины пар в сальниковый подогреватель будет поступать с максимально возможной температурой, его количество также будет наибольшим, поэтому он требует

повышенного расхода конденсата, который может быть больше, чем нужно холодильникам эжекторов, вследствие чего клапан рециркуляции должен быть и настроен на больший расход.

Потери теплоты с потоком рециркуляции не будет происходить, если турбина может работать с охлаждением конденсата сетевой или подпиточной водой, как это предусмотрено в ряде турбин ПО ТМЗ.

Поскольку сальниковый подогреватель вносит в контур рециркуляции наибольшую часть теплоты, теряющейся затем в конденсаторе, в некоторых турбинах предусмотрен сальниковый подогреватель, не входящий в контур рециркуляции. Через этот подогреватель пропускается сетевая вода, и теплота пара, поступающего в него из уплотнений, полностью используется не только на режимах работы турбины с пропуском через конденсатор сетевой или подпиточной воды (режим работы по тепловому графику), но и на всех режимах с отопительной нагрузкой.

Ранее отмечалось, что на характерных для теплофикационных турбин режимах с малым пропуском пара в ЧНД происходит разогрев лопаток последней ступени и выхлопного патрубка. На разогрев влияют давление в конденсаторе, размеры последней ступени, температура пара, поступающего в ЧНД. Для уменьшения разогрева элементов ЧНД используется увлажненный пар, для чего турбины оборудованы охлаждающими устройствами.

В турбинах Т-100-130, имеющих относительно небольшие лопатки последней ступени, работа охлаждающего устройства необходима на режимах теплового графика, когда давление в конденсаторе превышает номинальное и может достигать до 0,05 МПа. При малых расходах пара лопатки последней ступени подсасывают пар из конденсатора, который увлажняется охлаждающим устройством, подающим мелкодисперсную влагу над трубным пучком конденсатора.

В турбинах Т-250-240 и Т-175-130, имеющих лопатки последних ступеней значительной длины, охлаждение элементов ЧНД при малых расходах пара необходимо производить при номинальном давлении пара в конденсаторе. Охлаждающий увлажненный пар от охлаждающего устройства подается в этих турбинах в проточную часть ЧНД после закрытых задвижек на ресиверах.

Работа охлаждающих устройств, особенно при излишнем количестве влаги в охлаждающем паре, может способствовать появлению эрозийного износа кромок рабочих лопаток (при первом способе охлаждения — выходных кромок, при втором — входных). Это обстоятельство требует тщательного контроля за работой охлаждающих устройств обоих типов.

Для снижения опасности эрозийного повреждения лопаток по результатам исследований повышена допустимая температура выхлопных частей. Так, в турбинах Т-100-130 при работе на режиме теплового графика с уху́дшенным вакуумом (пропуск через встроенные пучки конденсаторов сетевой воды, давление в конденсаторе до 0,05 МПа) допускается повышение температуры выхлопных патрубков (на уровне горизонтального разъема) до 120 °С. Такая же температура выхлопных патрубков на режиме с противодавлением, но с давлением в конденсаторе до 0,012 МПа допускается и в турбинах Т-250-240, Т-175-130 и ПТ-135-130.

Как отмечалось, конденсаторы рассматриваемых турбин типов Т и ПТ могут охлаждаться пропуском через встроенные пучки подпиточной, сетевой или циркуляционной воды. При таком способе охлаждения конденсатора переход на режим противодавления с установкой регулирующей диафрагмы на упор в закрытом положении необходим не только для уменьшения пропуска пара в ЧНД с целью повышения экономичности, но также для защиты от недопустимого повышения давления в конденсаторе. Если диафрагма не будет установлена на упор,

то в случае ее открытия при изменении нагрузки давление в конденсаторе повысится, что может привести к срабатыванию защиты, отключающей турбину, или подрыву атмосферных клапанов. Резкое повышение давления (срыв вакуума) даже при закрытой диафрагме будет иметь место, если произошло отключение сетевой или подпиточной воды, когда она проходила через встроенные пучки. Аналогичное резкое повышение давления произойдет и на режимах с охлаждением конденсатора циркуляционной водой в случае останова циркуляционных насосов или основных эжекторов.

Во всех рассмотренных случаях турбина должна быть немедленно остановлена, ибо вращение лопаток последних ступеней, имеющих достаточно большие размеры, в среде плотного пара (или воздуха) с большой частотой совершенно недопустимо, так как может привести к их поломке.

В теплофикационных турбинах, имеющих большие отборы пара (отопительный, производственный, регулируемый отбор на постороннего потребителя), кроме ступеней ЧНД в тяжелых условиях с точки зрения перегрева могут оказаться ступени, расположенные за отборами. Чтобы избежать обеспаривания и перегрева послеотборных ступеней, вводятся некоторые ограничения по режимам работы турбин. Так, в турбинах со ступенчатым подогревом сетевой воды не разрешаются работы с включенным верхним отопительным отбором и включенным нижним отбором, ибо при такой работе расход пара через ступени, расположенные между камерами отборов (промежуточный отсек), может оказаться недопустимо малым.

В турбинах с производственным отбором пара устанавливается минимальный расход пара в ЧСД, который должен сохраняться во время работы турбины и до достижения которого нельзя включать производственный отбор. Этот расход в турбине ПТ-135-130 равен 100 т/ч и контролируется по перепаду давления на регулирующую

ступень СД, который не должен становиться меньше 0,3 МПа.

В турбинах с большим нерегулируемым отбором пара устанавливается предельный отбор, для чего на трубопроводе отбора должна быть расходомерная шайба, по импульсу от нее линия отбора должна перекрываться. Например, в турбинах Р-100-130 и ПТ-135-130 нерегулируемый отбор пара за седьмой ступенью не должен превышать 90 т/ч.

В теплофикационных турбинах режимы с отборами пара являются основными, поэтому в их конденсаторы длительно поступает малое количество пара. Техничко-экономические расчеты, проведенные с учетом указанного фактора, показали целесообразность уменьшения в теплофикационных турбинах номинального расхода охлаждающей воды через конденсатор по сравнению с конденсационными турбинами аналогичной мощности.

Меньший расход охлаждающей воды приводит к тому, что в теплофикационных турбинах ограничение расхода пара в конденсатор из-за повышения в нем давления и связанное с этим ограничение мощности турбины может наступать при более низкой, чем в конденсационных турбинах, температуре охлаждающей воды. Так, например, в турбине ПТ-135-130 максимальная конденсационная мощность 120 МВт может быть получена, если температура охлаждающей воды не превышает 30 °С, в турбине Т-250-240 максимальная конденсационная мощность 300 МВт получается при температуре охлаждающей воды не выше 33 °С, причем при температуре 33 °С давление в конденсаторе достигает предельного значения 0,12 МПа, в то время как при длительной эксплуатации для повышения надежности лопаток последних ступеней рекомендуется поддерживать давление в конденсаторе не выше 0,008 МПа. Это условие на режиме максимальной конденсационной мощности обеспечивается, если температура охлаждающей воды не превышает 24 °С.

На режимах с отборами пара, характерных для теплофикационных

турбин, расход пара в конденсатор мал и для его конденсации достаточно было бы относительно небольшого количества охлаждающей воды. Однако уменьшить фактический пропуск воды через конденсаторы ниже определенных значений нельзя. Одним из факторов, препятствующих ее снижению, является скорость воды в трубах поверхности охлаждения. Как правило, она не должна быть меньше 1 м/с, так как при меньших скоростях происходит быстрое загрязнение внутренних поверхностей труб. При расчетах конденсатора скорость воды при ее номинальном расходе принимается равной около 2 м/с, следовательно, минимальный расход охлаждающей воды через конденсатор составляет примерно половину номинального расхода.

Другим важным фактором, ограничивающим уменьшение расхода циркуляционной воды, является возможность внезапного изменения расхода пара в конденсатор из-за резкого изменения тепловой или электрической нагрузки. Быстрое изменение (снижение) тепловой нагрузки может произойти при останове сетевых насосов; включении соседней теплофикационной турбины, работающей параллельно по сетевой воде; неправильных действиях персонала при переключениях в схемах сетевой воды или производственного отбора пара; самопроизвольного открытия или закрытия задвижек в этих схемах. Увеличение электрической нагрузки на турбину происходит автоматически при падении частоты электрического тока в сети.

В указанных случаях система регулирования откроет регулирующие диафрагмы ЧНД или клапаны ЧСД, увеличивая расход пара в конденсатор, что при недостаточном расходе циркуляционной воды приведет к резкому повышению давления в конденсаторе. В этой ситуации персонал не может успеть принять меры для уменьшения расхода пара в конденсатор. При изменении тепловой нагрузки не помогает и применение ограничителя мощности, так как расход пара в турбину почти не увеличивается.

Поэтому минимальное количество циркуляционной воды, проходящей через конденсаторы теплофикационных турбин, на режимах электрического графика должно обеспечивать вакуум в конденсаторе при полном расходе пара в него независимо от количества пара, проходящего в конденсатор в данный момент.

В некоторых турбинах разрешается кратковременное повышение давления в конденсаторе сверх допустимого при длительной эксплуатации. Например, у турбины Т-100-130 при полном расходе пара в конденсатор при длительной эксплуатации на режимах электрического графика давление в конденсаторе не должно превышать 0,012 МПа в течение получаса, а в рассмотренной выше ситуации допускается временное повышение давления до 0,02 МПа. Это позволяет уменьшить минимальное количество воды, пропускаемое через конденсатор.

В турбинах с противодавлением температура отработавшего пара в значительной степени зависит от нагрузки на турбину (с увеличением нагрузки температура снижается), поэтому в зависимости от требования потребителя приходится принимать меры для поддержания температуры пара в коллекторе за турбиной в заданных пределах.

В настоящее время некоторые турбины с противодавлением (например, турбина Р-100-130) имеют широкий диапазон допустимых давлений в выхлопном патрубке, что позволяет применять их для обеспечения потребителей, использующих пар существенно различного давления.

При определении давления, на которое должны выполняться трубопроводы за турбиной, необходимо иметь в виду следующее. Максимально допустимое давление в выхлопном патрубке турбины определяется его прочностью, однако проточная часть турбины ни в коей мере не ограничивает давление, которое может создаться на выхлопе в процессе эксплуатации. Например, при внезапном отключении потребителя давление в выхлоп-

ном патрубке могло бы подняться практически до давления свежего пара. Повышение давления сверх допустимого не происходит, так как в турбине имеется регулятор противодавления, а на линиях за турбиной установлены предохранительные клапаны. Настройка регулятора и предохранительных клапанов и определяет максимально возможное давление в трубопроводах за турбиной, на которое может производиться их расчет.

Аналогичные решения могут применяться и для трубопроводов производственного отбора пара турбины типа П (например, трубопроводы производственного отбора турбины ПТ-135-130).

7.2. Некоторые эксплуатационные указания

Частота электрического тока. Лопаточный аппарат турбин рассчитан на работу при частоте тока в сети 50 Гц, что соответствует частоте вращения ротора турбогенератора 3000 об/мин. Надежная вибрационная отстройка лопаток может быть выполнена на ограниченный диапазон частот. Работа с частотами, отличающимися от диапазона настройки, приводит либо к быстрой поломке лопаток (при значительных отклонениях), либо к накоплению усталости в металле, что может привести к повреждению лопаток при дальнейшей эксплуатации (при работе с небольшими отклонениями). Поэтому длительная работа турбин под нагрузкой при частоте в сети ниже 49,0 и выше 50,5 Гц не допускается. При отклонении частоты от указанных пределов персонал энергосистемы должен немедленно принять меры для ее восстановления. При аварийных для системы ситуациях допускается кратковременная работа турбин при частотах, указанных в табл. 7.1.

Парораспределение. Во избежание зависания регулирующих и стопорных клапанов, а также заедания регулирующих диафрагм производят их периодическое расхаживание — регулирующие клапаны 1 раз в неде-

Таблица 7.1. Допускаемая длительность работы турбин с нерасчетной частотой вращения

Диапазон частот, Гц	Длительность работы не более	
	1 раз	за весь срок эксплуатации*
50,5—51	3 мин	500 мин
49—48	5 мин	750 мин
48—47	1 мин	180 мин
47—46	10 с	30 мин

* Срок эксплуатации принят 30 лет.

лю перемещают на часть хода. Такое специальное перемещение можно не производить, если все клапаны (включая первый) перемещаются вследствие изменений нагрузки.

При зависании регулирующего клапана рычаг с роликом можно будет приподнять рукой, после чего между роликом и кулаком появится зазор.

В турбинах с одним стопорным клапаном 1 раз в сутки перемещают его на 10 мм. В турбинах, имеющих два стопорных клапана и отдельные группы клапанов ЧВД и ЧСД, кроме указанного частичного расхаживания, необходимо не реже 1 раза в месяц производить их перемещение на полный ход. При расхаживании на полный ход стопорных клапанов турбин Т-175-130, ПТ-135-130 и Р-100-130 расход свежего пара не должен превышать 700 т/ч, а в турбине Т-250-240 быть более 750 т/ч, такой же расход пара должен быть при расхаживании стопорных клапанов ЧСД и регулирующих клапанов ЧВД и ЧСД. Предварительное снижение расхода свежего пара относительно номинальной величины исключает значительное уменьшение нагрузки в момент расхаживания, ограничивает перепад давления на стопорных клапанах (турбины Т-175-130, ПТ-135-130, Р-100-130), обеспечивая их открытие после расхаживания.

При расхаживании на полный ход одной из групп регулирующих клапанов ЧВД турбины Т-250-240 нагрузку необходимо поддержать за

счет открытия клапанов другой группы либо вручную синхронизатором регулятора частоты вращения, либо автоматически регулятором давления «до себя». Расхаживание стопорных клапанов ЧВД и ЧСД производят при закрытых регулирующих клапанах соответствующей группы для уменьшения перепада на основной клапан при его открытии.

Расхаживание регулирующих диафрагм производят как при выключенных, так и включенных теплофикационных отборах (за исключением случаев работы турбины на режиме по тепловому графику) воздействием на синхронизатор регулятора давления, а в электрогидравлических схемах на приспособление для изменения давления в отборах. При включенных отборах эта операция может производиться без подачи пара на мембрану регулятора давления.

Не реже 1 раза в год, а также при выводе турбины в капитальный ремонт и после него следует производить проверку плотности органов парораспределения. Проверку производят на холостом ходу, при номинальном давлении свежего пара и номинальном вакууме. В турбине Т-250-240 проверка плотности регулирующих клапанов ЧСД и регулирующих диафрагм производится при пусках из холодного состояния при давлении свежего пара $p_0 = (4,0 \pm 0,5)$ МПа и температуре $t_0 = 300 \div 320$ °С.

При одновременном закрытии стопорных и регулирующих клапанов ротор турбины вращаться не должен, при их раздельном закрытии допускается вращение ротора с частотой не более 50% номинальной.

При проверке плотности стопорных клапанов и закрытии их при проверках автомата безопасности следует также проверять правильность настройки конечного выключателя, который должен срабатывать в положении клапана 2—3 мм от полного закрытия (нижнего упора). Более раннее срабатывание выключателя будет выдавать ложный сигнал на щит управления о закрытии клапана.

Система маслоснабжения. Температура масла на входе в подшипники должна быть 40—45 °С. При снижении температуры масла повышается его вязкость, ухудшаются условия образования масляного клина, возможно появление повышенной вибрации подшипников. Температура масла на сливе из подшипников не должна превышать 65 °С. При температуре охлаждающей воды выше 33 °С допускается повышение температуры масла на сливах из подшипников до 70 °С.

Маслоохладители рассчитаны на работу с давлением масла выше давления воды, допускается их работа с давлением воды выше давления масла до 0,05 МПа. Работа маслоохладителей с давлением масла выше давления воды обеспечивает большую надежность работы турбины, так как исключает попадание охлаждающей воды в масло, что может привести к отказам гидравлических элементов системы регулирования и защиты и ухудшению работы подшипников.

Конденсационная установка. При работе турбины по электрическому графику необходимо следить за разностью температур охлаждающей воды до и после конденсаторов. В случае повышения этой разности сверх 8—10 °С (у турбины ПТ-135-130 сверх 17 °С) проверить расход циркуляционной воды; если расход меньше номинального, то необходимо увеличить его. Плотность вакуумной системы можно проверить по присосам воздуха: они не должны превышать установленных норм, или по скорости падения вакуума при чисто конденсационном режиме с номинальной нагрузкой и отключенном основном эжекторе, которая не должна превышать 0,3 кПа (2 мм рт. ст.) в минуту.

В случае повышения давления в конденсаторе в турбинах Т-100-130 на режимах электрического графика, а в турбинах Т-250-240; Т-175-130; ПТ-135-130 на всех режимах выше 0,12 МПа надлежит снижать нагрузку до восстановления вакуума, не ожидая устранения причин повышения давления. Если же давление продол-

жает повышаться, то при давлении 0,03 МПа турбина должна быть остановлена автоматически.

В турбине Т-100-130 при работе по тепловому графику с пропуском через встроенные пучки сетевой воды автоматическое отключение должно происходить при давлении в конденсаторе 0,06 МПа. Работа турбины Т-100-130 на этом режиме с давлением в конденсаторе выше 0,05 МПа не допускается. При работе по тепловому графику и пропуске через встроенные пучки подпиточной воды давление в конденсаторе не должно превышать 0,02 МПа, а защита должна быть настроена так же, как на режиме электрического графика, т. е. на 0,03 МПа.

При отключении одной половины каждого конденсатора по воде для чистки трубок следует закрыть задвижку на трубопроводе отсоса паровоздушной смеси к эжектору из этой половины.

Обратные и предохранительные клапаны. Не менее 2 раз в месяц необходимо производить расхаживание обратных клапанов и 1 раз в месяц — проверку их закрытия. Расхаживание клапанов можно производить без закрытия задвижки на трубопроводе опробуемого клапана. При этом из-за ограниченного усилия пружины привода клапана во время работы под нагрузкой могут полностью не закрыться и сигнал «Обратный клапан закрыт» не появится. В этом случае для проверки полной посадки обратных клапанов задвижки на линиях отборов должны закрываться.

Проверка плотности посадки обратных клапанов на линиях отопительных отборов, параллельная работа которых с другими источниками пара не разрешается, может не производиться, так как в этом случае наличие некоторой неплотности в клапане не приведет к опасному для разгона поступлению пара в турбину.

Проверка срабатывания предохранительных клапанов должна выполняться не реже 1 раза в год.

Сетевые подогреватели. Температура сетевой воды на входе в нижний сетевой подогреватель должна быть

несколько выше температуры воды, охлаждающей конденсатор. Регулировка нагрева сетевой воды затоплением корпуса сетевого подогревателя конденсатом не допускается.

Необходимо следить за положением уровня конденсата в сборниках конденсата сетевых подогревателей. При достижении уровнем отметки, соответствующей сигналу «Уровень в сетевом подогревателе высок», убедившись предварительно в том, что регулирующий клапан полностью открыт, следует начать снижать тепловую нагрузку.

Сигналы «Уровень в сетевом подогревателе высок» и «Уровень в сетевом подогревателе недопустим» могут быть вызваны либо повышением уровня конденсата в сборнике конденсата сетевого подогревателя, тогда положение стрелки на шкале дистанционного указателя должно соответствовать указанным выше сигналам, либо повышением уровня конденсата в корпусе сетевого подогревателя, тогда положение стрелки на шкале дистанционного указателя уровня не будет соответствовать сигналам, так как дистанционный указатель, не будучи связан с сигнализатором в корпусе сетевого подогревателя, получает импульсы от изменения уровня только в его сборнике конденсата. Если, однако, повышение уровня не прекратится, следует немедленно отключить вначале ПСГ № 2, а затем — ПСГ № 1.

В случае, если почему-либо уровень конденсата в сборниках конденсата или корпусах сетевых подогревателей достигнет отметки, соответствующей сигналу «Уровень в сетевом подогревателе недопустим», должно произойти автоматическое отключение в зависимости от того, в каком сетевом подогревателе уровень стал недопустим, либо только ПСГ № 2, либо обоих подогревателей. Время полного открытия участвующих в защите задвижек не должно превышать 2 мин.

Как показал опыт эксплуатации сетевых подогревателей, при резких снижении давления в камерах ото-

пительных отборов уровень конденсата в корпусах ПСГ повышается. Чтобы в этих случаях не происходило отключение сетевых подогревателей, а при работе по тепловому графику — и самой турбины, в линию защиты введено реле времени, обеспечивающее выдержку 2 мин до момента срабатывания защиты. За это время уровень конденсата успевает снизиться и срабатывание защиты не происходит.

Аварийный останов турбины. Аварийное прекращение подачи пара в турбину производят в случаях, оговоренных правилами технической эксплуатации (ПТЭ) и инструкциями по эксплуатации. Среди них специфическими для теплофикационных турбин являются остановки при:

недопустимо высоком давлении пара в паровом пространстве ПСГ № 1 (или ПСГ № 2 для турбины ПТ-135-130); повышении перепада на последнюю ступень сверх допустимого (для турбин типа Р);

полном сбросе тепловой нагрузки у турбины типа Р или турбин других типов, переведенных в режимах противодавления и невозможности быстрого перехода на режим электрического графика.

Действие персонала при сбросе нагрузки

1. Полный сброс электрической нагрузки. Если в момент сброса нагрузки турбина работала с регулируемыми отборами пара, то во всех случаях они должны быть отключены.

Если в момент сброса электрической нагрузки турбина, установленная по блочной схеме, работала по тепловому графику с пропуском охлаждающей воды только через встроенные пучки конденсаторов, то она (весь блок) должна быть остановлена, так как при таком варианте работы турбины сброс пара от котла через БРОУ в конденсатор запрещен.

1.1. Сброс электрической нагрузки с отключением турбогенератора от сети. Регулирование удержало турбоагрегат на частоте вращения, не вызывающей срабатывания автомата безопасности.

Основные признаки: нулевое показание ваттметра, повышенная частота вращения турбогенератора, прикрытие регулирующих клапанов, уменьшение расхода пара.

Причины: неисправности в электрической части.

Способ ликвидации: медленно понизить частоту вращения до номинальной (3000 об/мин) и при отсутствии каких-либо ненормальностей в работе турбоагрегата, в том числе по осевому сдвигу, температуре колодок, вибрации, параметрам пара, синхронизировать и включить турбогенератор в сеть.

1.2. Сброс электрической нагрузки с турбогенератора с отключением его от сети. Регулирование не удержало турбоагрегат на допустимой частоте вращения, вследствие чего сработал автомат безопасности.

Основные признаки: нулевое показание ваттметра, повышенная частота вращения, идущая на снижение; полное закрытие стопорного и регулирующих клапанов, регулирующих диафрагм и обратных клапанов на отборах.

Причины: сброс нагрузки-неисправности в электрической сети, срабатывание автомата безопасности — неисправности в элементах системы регулирования, парораспределения, обратных клапанах.

Способ ликвидации:

а) убедиться в полном закрытии стопорного и регулирующих клапанов и регулирующих диафрагм, в прекращении дальнейшего роста частоты вращения и нормальном давлении масла на подшипниках;

б) воздействовать на привод синхронизатора в сторону понижения до установки его в нулевое положение (до загорания сигнальной лампы);

в) если частота вращения упала до 2600 об/мин, включить пусковой масляный насос (для турбин, у которых главный масляный насос расположен на валу турбины); если давление масла в системе смазки упало ниже установленного предела, автоматически должен включиться резервный насос смазки;

г) при отсутствии ненормальностей в работе турбины, воздействуя на привод синхронизатора, медленно открыть стопорный и регулирующий клапаны и довести частоту вращения до номинальной;

д) остановить масляные насосы (пусковой, резервный);

е) синхронизировать и включить турбогенератор в сеть;

ж) при первой возможности остановить турбину для проверки и наладки системы регулирования парораспределения, КОС.

1.3. Сброс электрической нагрузки с турбины без отключения турбогенератора от сети.

Турбогенератор работает в моторном режиме.

Основные признаки: прекращение подачи пара в турбину (манометры, измеряющие давление за стопорным клапаном и в камере регулирующего колеса, показывают нуль), стрелка ваттметра упирается в левый нулевой упор шкалы, амперметр генератора показывает наличие

тока, частота вращения ротора не изменилась, реле показывает наличие обратной мощности.

Причины:

а) срабатывание золотников автомата безопасности от соленоида при воздействии электрозащиты;

б) самопроизвольное срабатывание автомата безопасности и его золотников вследствие неисправности;

в) самопроизвольное срабатывание ГПЗ, стопорного или регулирующих клапанов вследствие неисправности узлов управления ими или обрыва их штоков;

г) отключение турбины в результате действия персонала щита управления.

Дополнительные признаки: если сброс произошел по причинам «а»; «б»; «г», то должны полностью закрыться стопорный и регулирующие клапаны, регулирующие диафрагмы и все обратные клапаны. Если в случае «в» самопроизвольно закрылись регулирующие клапаны, то давление за стопорным клапаном сохранился.

Способ ликвидации: если электрозащита сработала вследствие появления аварийного режима турбоустановки или произошло ложное срабатывание узлов, причину которого быстро устранить нельзя, необходимо остановить турбину, после чего устранить неполадки.

В случае ложного срабатывания защиты, золотников или клапанов, которые можно быстро устранить, необходимо: перевести синхронизатор в нулевое положение, открыть стопорный клапан и при отсутствии каких-либо ненормальностей в работе турбоагрегата принять некоторую нагрузку.

Длительность работы турбоагрегата в моторном режиме независимо от причины, вызвавшей его, не должна превышать 4 мин. За это время персонал либо должен подготовить турбину к новому набору нагрузки, либо подготовить ее к останову с отключением генератора от сети.

Длительная работа агрегата в моторном режиме после прекращения подачи пара в турбину опасна, так как вращение ротора в паровой среде приводит к быстрому разогреву рабочих лопаток.

Скорость разогрева зависит от длины лопаток и плотности пара, в котором они вращаются. Если в момент перехода в моторный режим турбина работала с ухудшенным вакуумом или ухудшение вакуума явилось следствием аварийной ситуации, то это может оказаться достаточным для быстрого недопустимого разогрева длинных рабочих лопаток последних ступеней. Вероятность недопустимого разогрева лопаток велика и у противоавдавленных турбин независимо от противоавдавления: при низком противоавдавлении и относительно невысокой плотности пара турбина имеет лопатки большой длины; при высоком противоавдавлении лопатки относительно невелики, но плотность пара большая.

Отключение генератора от сети, особенно автоматическое, должно происходить после получения подтверждения моторного режима через реле обратной мощности. Такое подтверждение необходимо, чтобы исключить даже очень редкие случаи отключения генератора, когда в турбину непредвиденно продолжает поступать пар (через неплотные клапаны, из линий отбора и т. п.) в количестве, достаточном для разгона турбины.

В случае отсутствия реле обратной мощности или выхода его из строя отключение генератора можно производить по сигналу от конечного выключателя стопорного клапана, подтвержденному сигналом о закрытии обратных клапанов, с выдержкой 4 мин, достаточной для закрытия ГПЗ, при условии нулевого показания ваттметра и отсутствии давления в проточной части.

При срабатывании защит по осевому сдвигу и падению давления смазки отключение генератора производится без выдержки времени со срывом вакуума воздействием персонала со щита управления на задвижку срыва вакуума.

2. Полный сброс тепловой нагрузки

2.1. Сброс тепловой нагрузки на режиме работы по электрическому графику. Регулирование удержало давление в камере отбора в пределах, не вызывающих срабатывания предохранительных клапанов.

Основные признаки: уменьшение расхода пара в турбину, некоторое повышение давления в камере отбора, закрытие регулирующих клапанов ВД и открытие регулирующих диафрагм (клапанов ЧСД), уменьшение до нуля расхода конденсата греющего пара из сетевых подогревателей.

Причины: останов сетевых насосов, самопроизвольное закрытие задвижки на линии сетевой воды, отключение потребителя производственного пара.

Способ ликвидации: восстановить при возможности тепловую нагрузку. Если быстрое принятие тепловой нагрузки невозможно, то перевести турбину на чисто конденсационный режим.

2.2. Сброс тепловой нагрузки на режиме работы по электрическому графику. Регулирование не удержало давление в камере отбора в допустимых пределах, сработали предохранительные клапаны.

Основные признаки: шум от работы предохранительных клапанов, повышение давления в отборе.

Причины: те же, что и в 2.1, неисправность регулирования отбора.

Способ ликвидации: синхронизатор регулятора частоты вращения снизить нагрузку турбины до закрытия предохранительных клапанов, перевести турбину на чисто конденсационный ре-

жим с принятием электрической нагрузки; исправить регулирование отбора.

2.3. Сброс тепловой нагрузки у турбин типа Р или турбин других типов, введенных в режим противодавления.

Причины: те же, что и в 2.1.

Основные признаки: резкое снижение нагрузки генератора, повышение давления в камере противодавления.

Способ ликвидации: турбина должна быть остановлена.

Если у турбины, переведенной в режим противодавления, в качестве охлаждающей воды использовалась сетевая вода, проходящая через встроенные пучки конденсатора, и ее подача прекратилась одновременно с прекращением ее поступления в ПСГ, то турбина будет немедленно остановлена защитой по срыву вакуума в конденсаторе.

В других случаях допускается оставление турбины производить с выдержкой времени до 4 мин. Защита на автоматический останов турбины должна быть настроена ниже установки срабатывания предохранительных клапанов. Однако за время выдержки предохранительные клапаны могут вступить в работу. Срабатывание защиты с выдержкой времени имеет смысл, если в этот период может быть восстановлена тепловая нагрузка или турбина будет переведена в режим работы электрического графика. Последнее возможно, если охлаждающая вода проходила через основную поверхность охлаждения конденсатора в количестве, обеспечивающем допустимое давление в нем, после открытия регулирующей диафрагмы.

Если в режим противодавления с пропуском охлаждающей воды только через встроенные пучки конденсатора была переведена блочная турбина, то при полном сбросе тепловой нагрузки она должна быть остановлена немедленно.

7.3. Режимы работы

Для рассматриваемых турбин теплофикационные режимы можно разделить на две группы: режимы работы по электрическому графику с теплофикационными отборами и режимы работы по тепловому графику.

При работе турбин по тепловому графику охлаждение конденсатора может производиться сетевой, подпиточной или циркуляционной водой. Вода на электростанциях имеется в различных количествах и отличается температурой и своим качеством. Так, подпиточной воды обычно меньше, чем сетевой, в то же время у сетевой воды температура выше, чем у подпиточной и циркуляционной.

В связи с тем, что при существующих температурных графиках расчетная температура обратной сетевой воды на входе в конденсатор может доходить до 70°C, то с учетом ее нагрева в конденсаторе и имеющих место недогревов температура насыщения в конденсаторе может быть равной 80°C, а давление — около 0,05 МПа. Такое высокое давление неприемлемо для длинных лопаток и дисков последних ступеней турбин Т-250-240, Т-175-130 и ПТ-135-130, поэтому пропуск сетевой воды через конденсаторы не предусматривается.

В общем случае возможны варианты охлаждения конденсаторов на режиме теплового графика:

сетевой водой, проходящей через встроенные пучки;

подпиточной водой, проходящей через встроенные пучки;

циркуляционной водой, проходящей или через встроенные пучки, или только через основную поверхность, или через всю поверхность охлаждения конденсаторов;

совместно подпиточной водой, проходящей через встроенные пучки, и циркуляционной водой, проходящей через основную поверхность охлаждения.

Совместное охлаждение конденсаторов подпиточной и циркуляционной водой можно производить и на режимах работы турбины по электрическому графику при условии, что разность температур подпиточной и циркуляционной воды на входе в конденсаторы на всех режимах не будет превышать 20° С.

В турбине Т-100-130 могут быть реализованы все четыре варианта охлаждения конденсатора, а в остальных турбинах — второй, третий и четвертый варианты. Количество охлаждающей воды, пропускаемой через встроенные пучки конденсаторов, указано в табл. 5.3.

Минимальный расход подпиточной воды определялся из условия, чтобы ее нагрев не превышал 30° С при минимальном пропуске пара в конденсатор (регулирующая диафрагма полностью закрыта). Естественно,

что при увеличении расхода воды от минимального до максимально допустимого ее нагрев уменьшается. Для наибольшего использования возможностей турбин Т-100-130 и Т-250-240 отработан и разрешен режим теплового графика с регулируемым нагревом подпиточной воды.

Для того, чтобы в момент перевода турбины на режим работы по тепловому графику не происходило снижения электрической мощности, целесообразно перевод на этот режим производить, когда в конденсатор идет небольшое количество пара, т. е. имеется большая тепловая нагрузка. В этих условиях турбина, как правило, должна работать с двухступенчатым подогревом сетевой воды.

Работа турбоагрегата по тепловому графику возможна только в том случае, если вырабатываемая им электрическая энергия отдается в достаточной мощную электрическую систему, на которую параллельно работают другие генераторы. Такая система будет поддерживать в требуемых пределах частоту вращения ротора рассматриваемого турбоагрегата, у которого свой регулятор частоты вращения обычно выключен, и покрывать имеющиеся колебания в потреблении электроэнергии.

Для работы турбины типа Р по электрическому графику необходимо, чтобы пар в линию противодавления параллельно подавался от какого-либо другого источника (турбины, котла, РОУ), поддерживающего заданное давление в линии своим регулятором. Органами парораспределения турбины на этом режиме управляет регулятор частоты вращения, регулятор давления турбины выключен; электрический генератор может работать как параллельно с другими генераторами, так и на самостоятельную линию.

Пуск турбины

Продолжительность пусковых операций турбин зависит от температуры цилиндра перед пуском, которая в свою очередь связана с тем, сколько времени прошло после останова тур-

бины. Цилиндр считается горячим, если его температура вверху в зоне камеры регулирующего колеса больше 350°C , при температуре от 150 до 350°C цилиндр считается неостывшим и при температуре меньше 150°C — холодным. При пусках из горячего и неостывшего состояния длительность большинства операций сокращается.

Важнейшим фактором, в основном определяющим время и надежность пуска турбин и требующим поэтому особо внимательного контроля, является получение необходимой температуры металла различных частей турбины и узлов турбоустановки.

Разогрев крупных деталей турбин (цилиндры, роторы) должен происходить равномерно, обеспечивая допустимые разности температур в близких точках и по периметру определенных сечений. Несоблюдение этого требования приводит как к появлению недопустимых напряжений в металле, так и к взаимному смещению и деформации деталей, при которых зазоры между вращающимися (подвижными) и неподвижными деталями могут оказаться выбранными и эти детали начнут задевать друг за друга.

В зависимости от разности температур деформация, вызванная термическими напряжениями, может быть, как упругой, так и остаточной. В первом случае при выравнивании температур деформация исчезает, во втором — для исправления деталей и восстановления требуемых зазоров необходим специальный ремонт.

Известно, что теплоотдача от воды к металлу во много раз выше, чем от сухого пара к металлу. Особенно велика теплоотдача при конденсации пара на какой-либо поверхности. Поэтому нагрев деталей турбин и паропроводов идет интенсивно до тех пор, пока температура их стенок ниже температуры насыщенного пара при имеющемся давлении. После того, как температура стенок приблизится к температуре насыщенного пара и конденсация пара прекратится, дальнейший нагрев деталей идет значительно медленнее, даже если пар перегрет

и имеет достаточно высокую температуру.

Высказанное положение особенно важно иметь в виду, когда происходит не нагрев, а охлаждение деталей. В этом случае вода, попавшая на горячие поверхности, или влажный пар резко их охлаждают, что нередко приводит к трещинам деталей и образованию течи. Практически всегда попадание в турбину воды — случай аварийный, и чаще всего он возникает при подключении к турбине холодных, тупиковых трубопроводов, где вода накопилась вследствие конденсации пара и не была удалена через дренажи до момента подключения трубопровода. Попадание воды в работающую турбину опасно как по указанным выше последствиям быстрого охлаждения, так и из-за перегрузки облопачивания и повреждения деталей при гидравлическом ударе.

Охлаждение деталей имеет место также в ходе нормального останова турбины или ее разгрузки. К процессам охлаждения, происходящим на этих режимах, применимы все те соображения о температурах отдельных частей турбины и температурных напряжениях, которые приводились выше при рассмотрении прогрева турбины во время ее пуска.

Для исключения недопустимых температурных напряжений в металле скорость прогрева корпусных деталей турбин не должна превышать при нагреве от 50 до 300 °C — 3,5; от 300 до 400 °C — 2,5; от 400 °C и выше — 1,5 °C/мин. Прогрев паропроводов с толщиной стенки до 30 мм может вестись со скоростью 10—12 °C/мин.

Если во время стоянки турбины разность температур верха и низа цилиндра превысит предельно допустимое значение, то пуск турбины производить нельзя, до тех пор пока эта разность не станет допустимой. Как правило, увеличение разности температур верха и низа цилиндра при остановленной турбине свидетельствует о плохом качестве изоляции (оставание изоляции от нижней половины), что при современных способах ее нанесения (например, напылением),

встречается относительно редко. Разность температуры может появиться также при скоплении влаги в цилиндре из-за плохого дренирования.

Для исключения захлаживания цилиндра при пусках из горячего состояния необходимо не допускать снижения температуры свежего пара. В любом случае она должна быть на 50—80 °C выше температуры металла (но не выше номинальной). Следует также перед пуском хорошо прогреть трубопровод, а также стопорный клапан и перепускные трубы, так как они остывают быстрее более массивных цилиндров, и пар, проходя через них, до окончания прогрева будет иметь температуру ниже наиболее горячих элементов в цилиндрах.

Одним из нежелательных последствий неравномерного разогрева цилиндров турбины является появление повышенной вибрации роторов. Непосредственных причин ее появления несколько. Среди них следует отметить нерасчетный подъем корпусов подшипников и несимметричное тепловое расширение цилиндров, при котором может даже произойти заклинивание в направляющих шпонках, препятствующее свободному расширению цилиндров. При тепловом перемещении турбины из-за трения между опорными поверхностями турбины и фундамента происходит закручивание и изгиб его элементов (ригелей). В случае повышенного трения и недостаточной жесткости фундамента деформация элементов фундамента может оказаться значительной и вызвать усиленную вибрацию турбины и ухудшить условия работы подшипников.

Невозможность свободного теплового расширения и сопровождающая его повышенная вибрация иногда появляются и при нормальном разогреве турбины, когда какие-либо детали цилиндров или присоединенных к ним труб начинают упираться в неподвижные элементы конструкции. В некоторых случаях непредусмотренный подъем корпусов подшипников и повышенная вибрация бывают связаны с разогревом не самой турбины, а отдельных частей ее фундамента прохо-

Таблица 7.2. Предельные значения некоторых параметров

Наименование	Марка турбины				
	T-250-240	T-175-130	T-100-130	ПТ-135-130	P-100-130
Эффективная виброскорость корпусов подшипников, мм/с (размах вибро-смещения,* мкм)	4,5 (40)	4,5 (40)	4,5 (40)	4,5 (40)	4,5 (40)
Осевой сдвиг, мм	±1,2	±1,2	±1,2	±1,2	±1,2
Относительное удлинение (+), сокращение (—) ротора:					
РВД	+4,5 —1,8	+3,5 —1,5	+3,0 —1,2	+4,0 —1,5	+3,5 —1,5
РСД (РСД-1)	+3,5 —2,5	+3,5 —2,5	+3,0 —1,2	— —	— —
РСД-II	+4,0 —4,5	— —	— —	— —	— —
РНД	+6,0 —5,5	+6,0 —5,5	+4,0 —4,0	+4,0 —4,0	— —
Разность температур фланцев и средней температуры верха и низа ЦВД, °С	±15	±15	±15	±15	±15
Разность температур верха и низа ЦВД в зоне паровпуска, °С	50	40	45	40	40
Разность температур фланцев и шпилек ЦВД, °С	±20	±20	±20	±20	±20
Разность температур по шпирине фланца корпуса стопорного клапана, °С	50**	80	80	80	80
Давление в камере регулирующего колеса, МПа	18,7	9,8	8,8	9,8	9,8

* При синусоидальной вибрации.

** Между входным патрубком и стенкой корпуса в верхней его части.

дящими около него горячими трубами. (Такое же явление возможно и при местном охлаждении части фундамента). При пусках следует обратить внимание на недопустимость повышенной вибрации при частоте вращения ротора менее 1500 об/мин. Вибрация, измеренная на корпусах подшипников, не должна при этой частоте вращения выходить за пределы 2,2 мм/с (20 мкм). Большая вибрация свидетельствует о наличии в турбине каких-либо дефектов или существенных нарушений в пусковых операциях, которые при номинальной частоте вращения могут привести к появлению совершенно недопустимой вибрации.

При подаче горячего пара в холодную турбину первыми разогреваются омываемые паром со всех сторон роторы, а затем нагреваются цилиндры. Поэтому в период пуска турбины, как

правило, происходит относительное удлинение роторов, тепловое расширение которых оказывается больше, чем расширение цилиндров. Допустимое относительное удлинение (или сокращение) определяется по минимальному зазору, который должен сохраниться даже при самом неблагоприятном осевом смещении валопровода в упорном подшипнике.

В табл. 7.2 приведены предельные значения параметров, на которые при пусках и эксплуатации турбин необходимо обращать внимание в первую очередь.

Тепловые деформации имеют некоторую инерцию, поэтому, если относительные смещения роторов приближаются к указанным в инструкциях по эксплуатации предельным значениям, необходимо сделать выдержку и дожидаться, когда смещение станет

меньше предельных значений, и только после этого продолжать переход на новый режим. Если, несмотря на выдержку, относительное смещение роторов не уменьшится, что следует произвести противоположное изменение режима, т. е. если турбина нагружалась, ее несколько разгрузить, и наоборот. Воздействие на относительное смещение роторов можно производить также включением системы обогрева фланцев и включая или выключая подачу горячего пара к уплотнениям.

Перед пуском турбины необходимо проверить показания всех приборов стрелки, большинство из них должно быть на нуле. Стрелки приборов осевого сдвига и относительно теплового смещения роторов могут находиться в зоне $\pm 0,3$ мм, т. е. указывать положение роторов в пределах их осевого разбега в упорном подшипнике. Настройка приборов выполняется так, что при упорном диске, прижатом к колодкам со стороны генератора, стрелки указывают $+0,3$ мм у приборов осевого сдвига и относительного смещения роторов СД и НД, а у прибора относительного смещения ротора ВД указывает $-0,3$ мм.

Во время предпусковых проверок масляной системы должно обязательно проверяться автоматическое включение резервного и аварийного масляных насосов. Если у пускового масляного насоса для обеспечения за ним давления $1,1-1,2$ МПа после проведения гидротестирования не была снята часть рабочих колес, то при первом пуске после монтажа или капитального ремонта давление устанавливается клапаном 52 (см. рис. 5.24). Настройка клапана производится при взведенных золотниках автомата безопасности и полностью открытой задвижке 46. При последующих пусках и остановках изменять настройку клапана 52 не требуется.

Проверяя систему регулирования, необходимо убедиться, что сервомоторы перемещают органы парораспределения как при воздействии на синхронизатор регулятора частоты вращения, так и при воздействии на

синхронизаторы регуляторов давления. Перемещение поршней сервомоторов должно быть плавным, без заеданий, однако следует помнить, что поршень сервомотора ЧВД поднимается с упора скачком, после чего скачком поднимается и поршень одного из сервомоторов отборов. При воздействии регулятора частоты вращения поршни всех главных сервомоторов должны перемещаться в одном направлении. При воздействии регулятора давления производственного отбора поршень сервомотора ЧВД перемещается в одну сторону, а поршни сервомотора ЧСД и ЧНД — в другую. При воздействии регулятора давления отопительного отбора поршни сервомоторов ЧВД и ЧСД перемещаются в одну сторону, а сервомотора ЧНД — в другую. Необходимо проследить за вращением золотников в узлах регулирования. В турбине Т-100-130 золотник $\varnothing 70$ мм начинает вращаться при включении пускового насоса, золотник $\varnothing 65$ мм — после вступления регулирования в работу, золотники сервомоторов — после снятия их с упора, золотники регуляторов давления должны обязательно вращаться при снятии с упоров, но могут начать вращаться и находясь на упоре.

При наличии у турбины несвязанной электрогидравлической системы (например, у турбин Т-100-130 последних выпусков) регулятор отбора воздействует только на свой сервомотор. Одновременно главными сервомоторами управляет регулятор частоты вращения, а через него и регулятор мощности, причем от их воздействия сервомоторы перемещаются одновременно либо в сторону открытия органов парораспределения, либо в сторону их закрытия.

Для предварительной проверки электронных систем регулирования уровня конденсата и давления пара в коллекторе уплотнений необходимо регулирующий клапан включить на дистанционное управление и, если проверяется клапан уровня, открыть его, а если проверяется клапан уплотнений — его закрыть. Затем включить соответствующий регулятор и пере-

ключить клапан на автоматическое управление. Клапан уровня должен закрыться, клапан уплотнений — открыться, стрелка указателя уровня или давления должна быть около нуля.

Настройка регуляторов уровня производится после монтажа или капитального ремонта. Регуляторы имеют неравномерность регулирования около 500 мм, уровень конденсата при закрытом клапане (нулевой расход) должен быть 30 мм, а при номинальном открытии клапана (номинальный расход) примерно 530 мм по дистанционному указателю.

При пуске конденсационной и регенеративной установок первой пускается циркуляционная система, подающая охлаждающую воду в конденсатор и маслогазоохладители. Перед пуском конденсатных насосов необходимо проверить уровень воды в сборнике конденсата и, если он менее 30 мм по указателю, добавить в конденсатор химически очищенную воду.

Трубные системы теплообменных аппаратов заполняются водой при первом пуске после монтажа или ремонта. При подготовке регенеративной системы ПНД включаются сразу и по пару, и по воде, пока турбина еще не работает. Включение ПВД рекомендуется производить при нагрузке более 40% номинальной. До подачи пара в турбину и к уплотнениям конденсатные насосы полностью работают на контур рециркуляции, к ПНД основной конденсат не поступает.

Перед подачей пара к уплотнениям турбины необходимо включить валоповоротное устройство. Одновременно с подачей пара на уплотнения включают эжектор уплотнений и сальниковый подогреватель. Набор вакуума в конденсаторе без подачи пара на уплотнения на неостывшей турбине запрещается. Должны быть включены все необходимые дренажи. Пусковым эжектором производят набор вакуума в конденсаторе до давления 0,048—0,041 МПа, после этого включают основной эжектор, а пусковой эжектор выключают.

Необходимо обеспечить небольшой пропуск химически очищенной воды через ПСГ № 1 и открыть слив конденсата греющего пара из его сборника конденсата в расширитель дренажей.

Пуск всех теплофикационных турбин с регулируемыми отборами пара производится с выключенными отборами и на чисто конденсационном режиме, поэтому перед пуском синхронизаторы регуляторов давления и переключатель на режим с противодавлением устанавливают в нулевое положение.

Пуск турбин, установленных на электростанциях с поперечными связями, производится паром номинальных параметров с помощью байпасов ГПЗ. Предварительно необходимо синхронизатором регулятора частоты вращения полностью открыть регулирующие клапаны (последний клапан приоткрыт), а затем поршень сервомотора ЧВД стронуть на 2—3 мм вниз. Последнее дает уверенность, что золотник сервомотора не стоит на упоре, а синхронизатор при пусках будет находиться в одном и том же положении. Во время этой операции откроются и регулирующие диафрагмы. Когда давление в конденсаторе снизится не менее чем до 0,065 МПа, открытием байпаса подают пар в турбину и сообщают ротору частоту вращения 400—500 об/мин. Порядок повышения частоты вращения роторов и набора нагрузки указывается в графиках пуска турбин.

По мере необходимости в процессе пуска включают обогрев фланцев и шпилек.

При частоте вращения ротора примерно 2800 об/мин вступает в действие регулирование частоты вращения, и регулирующие клапаны прикрываются. Когда ротор имеет частоту вращения 3000 об/мин, масло в систему регулирования подается главным масляным насосом, о чем свидетельствует повышение давления до 1,4—1,5 МПа вместо имевшегося давления 1,1—1,2 МПа, когда масло подавалось пусковым насосом. Если давление за пусковым насосом меньше, чем в системе регулирования, что свиде-

тельствует о нормальной переключке обратного клапана, пусковой насос отключают. При этом необходимо проследить, чтобы давление в системах регулирования и смазки не снижалось.

Если у пускового насоса не производилось снятия части колес, то с началом подачи масла главным насосом давление в системе регулирования и в напорной линии пускового насоса начнет повышаться. Убедившись в этом, при частоте вращения 3000 об/мин необходимо сделать выдержку 5 мин и начать постепенно прикрывать задвижку 46. Понижив давление после задвижки до 1,1—1,2 МПа, следует проверить, что в линии регулирования давление осталось не меньше 1,3—1,35 МПа. Дальнейшим закрытием задвижки 46 уменьшают давление за ней до 0,9—1,0 МПа, проверяют, что давление в линии регулирования не изменилось, и затем полностью закрывают задвижку и останавливают пусковой насос.

Убедившись, что турбина нормально держит установленную частоту вращения ротора, медленно полностью открывают байпас ГПЗ и доводят давление перед регулирующими клапанами до номинального. При повышении давления частота вращения ротора может несколько повыситься (на 10—15 об/мин). Если частота вращения возрастет значительно, турбина должна быть остановлена, так как эксплуатация турбины при регулировании, неспособном удержать на холостом ходу нормальную частоту вращения ротора, не разрешается.

К моменту достижения ротором частоты вращения 3000 об/мин давление в конденсаторе должно быть не более 0,012 МПа.

При установке турбин в блоке с котлом их пуск производится при скользящих параметрах пара. При этом во время толчка и разворота турбины давление и температура пара поддерживаются по возможности низкими. Чем ниже температура пара, тем менее быстро разогревается металл, тем меньше опасность возник-

новения в нем высоких температурных напряжений.

Выбор нижнего предела температуры свежего пара при пуске определяется несколькими факторами. Первым среди них можно отметить стремление исключить появление в паровом тракте пара, содержащего влагу. Поэтому прогрев турбины ведется перегретым паром, температура которого превышает температуру насыщения на 80—100 °С при выбранном его давлении. Следовательно, температура пара при пуске может быть тем ниже, чем ниже давление пара и ниже его температура насыщения. Как указывалось в гл. 4, перед толчком турбины Т-250-240 пар должен иметь давление 1,0 МПа, его температура насыщения 180 °С, поэтому начальная температура пара при толчке должна быть около 280 °С. Для турбины Т-100-130, устанавливаемой в блоке с котлом, температура пара при толчке также принята 280 °С, а давление — 1,2 МПа.

Пуск на скользящих параметрах пара позволяет производить его с использованием, регулирующих клапанов и без применения байпасов ГПЗ [49], так как благодаря низкому давлению пара при толчке, так же как и при пуске паром номинальных параметров с помощью байпаса, оказываются открытыми несколько регулирующих клапанов, что обеспечивает благоприятные условия прогрева турбины.

Пуск любого блока должен начинаться с пуска конденсационной установки. Сначала в нее подается циркуляционная вода и включаются конденсатные насосы КЭН-1 и КЭН-II на рециркуляцию (здесь и далее рассматривается пуск турбины Т-250-240). После этого включают пусковой, а затем основной эжектор, создавая в конденсаторе давление 0,035 МПа. Предварительно подают пар к уплотнениям турбины от коллектора собственных нужд, в который пар поступает от общестанционной магистрали 1,3 МПа. Желательно, чтобы температура пара, подаваемого к уплотнениям при пуске турбины из холодного состояния, была по возможности

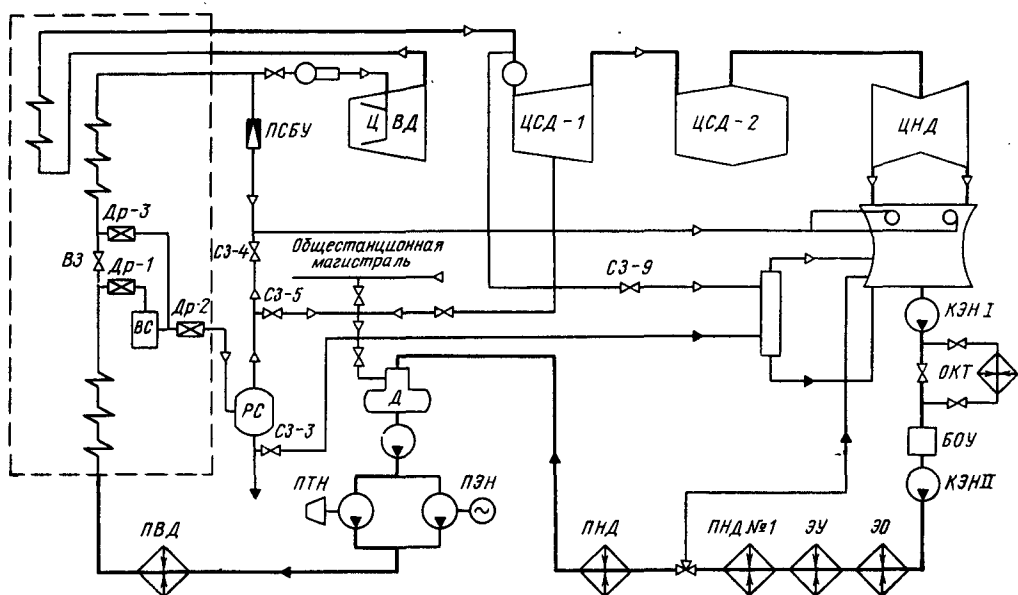


Рис. 7.3. Принципиальная пусковая схема турбины Т-250/300-240-3

низкой (но не ниже 130°C), чтобы уменьшить относительное удлинение роторов. При подаче пара к уплотнениям одновременно включаются эжектор уплотнений и ПНД №1 в качестве сальникового подогревателя.

В это время деаэратор работает от коллектора собственных нужд, и в нем производится предварительная деаэрация и подогрев воды. При нагреве воды до $105\text{--}110^{\circ}\text{C}$ (давление в деаэраторе $0,12\text{--}0,15\text{ МПа}$) и окончании предпусковой деаэрации вода подается в котел для прокачки и его отмывки со сбросом в циркуляционный водовод через предварительно открытые клапаны Др-1 и Др-2 (рис. 7.3), проходя при этом встроенный сепаратор и растопочный расширитель.

Затем разжигается необходимое количество форсунок для нагрева воды до $180\text{--}220^{\circ}\text{C}$, одновременно открывается клапан Др-3 для прогрева паром тракта пароперегревателя, причем пар сбрасывается через предварительно открытое ПСБУ в пароприемное устройство конденсатора. При повышении давления среды в Р-20 до $0,2\text{--}0,3\text{ МПа}$ сброс пара из него производят в конденсатор через задвиж-

ку СЗ-4. Когда из Р-20 начинает выходить вода, соответствующая необходимым требованиям, ее сброс в циркуляционный водовод прекращается и вода направляется в конденсатор через задвижку СЗ-3. При температуре среды перед ВЗ $260\text{--}270^{\circ}\text{C}$ деаэратор переводят на питание паром от Р-20, открыв задвижку СЗ-5 и закрыв задвижку ПЗ-2.

Когда параметры пара в стопорном клапане достигнут требуемых для толчка, регулирующими клапанами подают пар в турбину и примерно за 10 мин доводят частоту вращения ротора до 800 об/мин. При толчке превышать указанное выше значение температуры пара не следует, так как это вызовет увеличение относительного удлинения ротора ВД. Система обогрева фланцев и шпилек может быть включена. Клапаны ЦСД в это время закрыты и пар из ЦВД уходит в дренажи и в горячие нитки промперегрева, откуда через задвижки СЗ-9 сбрасывается в конденсатор. Для улучшения условий прогрева (увеличения расхода пара и повышения его давления, а следовательно, и температуры насыщения) ЦВД и линии промперегрева вакуум в конденсаторе не углуб.

ляют. Для этой же цели возможно такжекрытие задвижек СЗ-9 на сбросной линии.

При прогреве труб горячей линии промпрегрева до 100 °С открывают клапаны ЦСД и, не увеличивая частоты вращения, прогревают ротор СД в течение 90 мин для исключения его хрупкого разрушения при низких температурах. Затем снижают давление в конденсаторе до 0,012 МПа и доводят частоту вращения до 3000 об/мин, синхронизируют и включают в сеть генератор, принимая нагрузку 15 МВт при четырех открытых регулирующих клапанах (угол поворота кулачковых валов 80°). Закрывают высокотемпературные дренажи, закрывают ПСБУ. Дальнейший набор нагрузки идет повышением параметров пара. При нагрузке 70—80 МВт переводят деаэратор на питание паром от отбора турбины. После повышения температуры среды перед ВЗ до 410 °С переводят котел на прямоточный режим, закрывая клапан Др-2. Одновременно, во избежание срыва вакуума в конденсаторе, необходимо закрыть задвижки СЗ-3 и СЗ-4. Открытие встроенных задвижек ВЗ производится при расходе пара примерно 680 т/ч, когда перепад давления на ВЗ не препятствует их открытию. Уменьшению перепада давления на ВЗ способствует неполное открытие регулирующих клапанов. Нагружение турбины без увеличения открытия регулирующих клапанов продолжается до достижения номинального давления свежего пара (расход пара примерно 720 т/ч, нагрузка около 240 МВт). Далее набор нагрузки идет за счет открытия регулирующих клапанов.

Продолжительность различных этапов пуска турбины определяется по графику пуска (рис. 7.4).

Графики пуска блочных турбин позволяют определить температуру и давление свежего пара (t_0 , p_0) во время толчка в зависимости от температурного состояния ЦВД. По ним можно также определить изменение температуры и давления пара перед турбиной в процессе пуска, причем для турбины Т-250-240 и температуру пара промпрегрева перед ЦСД.

Например, для определения необходимых данных для пуска турбины Т-250-240 при температуре внутреннего корпуса ЦВД, равной 240 °С, и температуре ЦСД-1, равной 190 °С, на графике проводят вертикаль $A - A_1$. Отрезок $A - B$ вертикали показывает, что пуск турбины из такого состояния будет продолжаться 4 ч. Давление свежего пара перед толчком p_0 должно быть 2,1 МПа (точка В), а его температура 340 °С (точка A_1), температура пара после промпрегрева перед толчком 290 °С (точка K_2). Время до включения турбины в сеть 40 мин (точка Е), время до окончания предварительного прогрева под нагрузкой 1 ч 04 мин (точка Д).

Изменение температуры пара после промпрегрева, температуры свежего пара и его давления во время пуска определяют по кривым $1t_{пп} - 6t_{пп}$; $1t_0 - 6t_0$; $1p_0 - 6p_0$. Теоретически для каждого параметра должно быть не шесть кривых, а семейство неограниченного количества кривых, соответствующих любым значениям $t_{пп}$, t_0 , p_0 . Практически, имея шесть кривых, остальные кривые можно построить эквидистантно.

Для нашего примера используем кривую 3 t_0 и кривые, построенные между кривыми $2t_{пп} - 3t_{пп}$ и $3p_0 - 4p_0$ (их начальные точки соответствуют найденным $t_{пп}$, t_0 и p_0). По кривым можно определить, что, после окончания прогрева турбины при мощности 120 МВт (точка Г) температура пара после промпрегрева должна быть 371 °С (точка Г₂), температура свежего пара 462 °С (точка Г₄), а давление пара 12 МПа (точка Г₆).

При построении графика принято: подъем температуры свежего пара начинается после синхронизации турбины, а температуры пара после промпрегрева — в конце предварительного прогрева под нагрузкой (если $t_{пп} = t_0$).

Повышение давления свежего пара начинается после окончания предварительного прогрева и при нагрузке 240 МВт равно 23,5 МПа.

Сетевые подогреватели должны включаться последовательно, сначала — ПСГ № 1, потом — ПСГ № 2.

Включение ПСГ № 1 можно производить при электрической нагрузке не менее 30% номинальной, при этом нагрузка должна несколько превышать минимальную, при которой согласно диаграмме режимов может быть обеспечена ожидаемая тепловая нагрузка.

Нагружение сетевого подогревателя (увеличение тепловой нагрузки) производится для турбин Т-100-130 и ПТ-135-130 со скоростью 10 т/ч в минуту, для турбины Т-175-130—15 т/ч в минуту, турбины Т-250-240 20 т/ч в минуту.

Включение верхнего отопительного отбора производят при электрической нагрузке 50—90% номинальной. Скорость на-

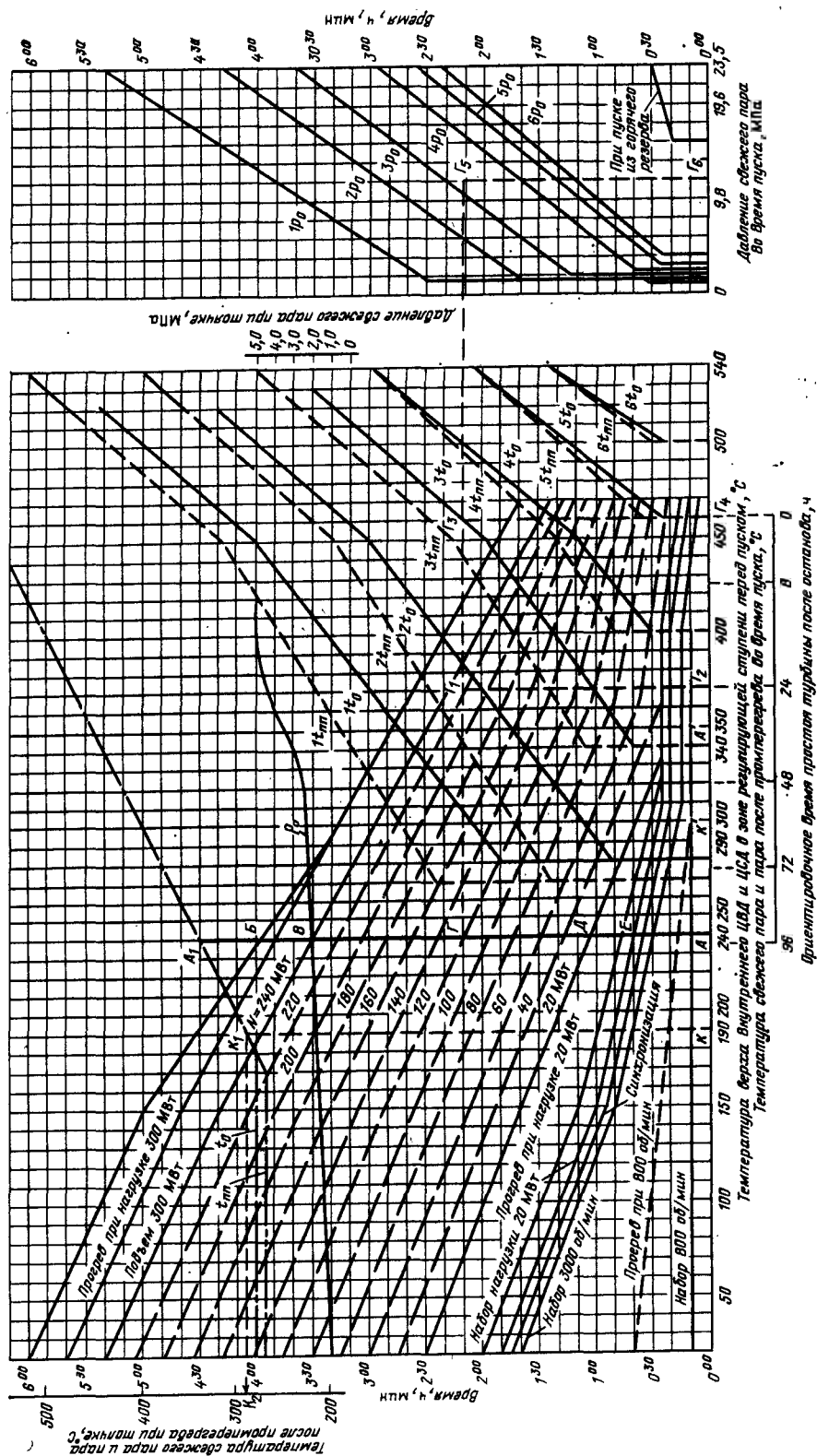


Рис. 7.4. График пуска турбины Т-250/300-240-3

гружения отбором не должна превышать величин, указанных для ПСГ № 1.

Для перевода турбины Т-100-130 на режим работы по тепловому графику при охлаждении встроенных пусков конденсаторов сетевой водой необходимо увеличением тепловой нагрузки или снижением электрической нагрузки обеспечить полное закрытие регулирующих диафрагм.

Если во время работы по тепловому графику включаются пиковые котлы (бойлеры), то для сохранения постоянной загрузки турбины целесообразно поддерживать регулированием не температуру прямой сетевой воды, а постоянную величину ее нагрева.

Перевод турбины с работы по электрическому графику с тепловой нагрузкой на режим теплового графика с пропуском через встроенные пучки конденсаторов подпиточной воды (при отключенной циркуляционной воде) производится аналогично переводу турбины на работу с пропуском через встроенные пучки сетевой воды с учетом соответствующей настройкой защиты по повышению давления в конденсаторе.

Перевод турбины Т-250-240 на режим работы по тепловому графику с регулируемым подогревом подпиточной воды во встроенных пучках в основном выполняется аналогично переводу на этот режим турбины Т-100-130. Отличием является то, что в турбине Т-250-240 нельзя полностью закрыть регулирующие диафрагмы из-за повышения температуры выхлопных частей. Поэтому предварительное изменение нагрузки с прикрытием регулирующих диафрагм ведут до тех пор, пока температура пара за рабочими лопатками последней ступени не достигнет предельного значения. Затем вводят гидравлический упор сервомотора ЧНД, после чего можно ввести переключатель на режим с противодавлением.

Перевод турбины Т-250-240 на режим работы по тепловому графику с закрытием задвижек на ресиверах производится при максимально возможном прикрытии регулирующих диафрагм по температурам за рабочими лопатками последних ступеней и выхлопных патрубков. В противном случае при закрытии задвижек на ресиверах произойдет резкое снижение электрической нагрузки.

Во время работы турбины Т-250-240 с закрытыми задвижками на ресиверах циркуляционная вода может пропускаться как через основную поверхность охлаждения, так и только через встроенные пучки конденсаторов. Первый вариант по сравнению со вторым приводит к некоторому перерасходу мощности на собственные нужды, но дает возможность быстро перейти на режим электрического графика в случае превышения некоторых контролируемых параметров. Для обеспечения такой возможности количество охлаждающей воды должно быть не менее 12 000 м³/ч, а ее температура — не выше 27 °С, что обеспечивает

конденсацию всего количества пара, которое может пройти в конденсатор при открытии задвижек на ресиверах при имевшейся установке регулирующих диафрагм (поршень сервомотора НД поднят на 50 мм), причем давление в конденсаторе не превысит 0,012 МПа.

При работе турбины по тепловому графику основным контрольным параметром является температура за рабочими лопатками последних ступеней. Если эта температура достигнет 170 °С, турбина должна быть автоматически остановлена. Когда турбина работает по тепловому графику с закрытыми задвижками на ресиверах, она должна быть остановлена при повышении давления в камере отбора на ПСГ № 1 до 0,19 МПа, причем защита должна выполняться с выдержкой времени 3 мин. Если при закрытых задвижках на ресиверах охлаждающая вода проходит через основную поверхность конденсатора, то при повышении температуры за рабочими лопатками последних ступеней до 150 °С, а также при срабатывании защиты от повышения давления в камере отбора на ПСГ № 1 дается команда без выдержки времени на открытие задвижек на ресиверах.

При работе с закрытыми задвижками на ресиверах с включенным охлаждающим устройством температура за рабочими лопатками последних ступеней должна быть не ниже 100 °С, так как снижение температуры свидетельствует о повышенной влажности охлаждающего пара, что может привести к эрозии лопаток.

Останов турбины

Перед остановом турбины необходимо опробовать резервный и аварийный насосы смазки, произвести расхолаживание стопорного и регулирующего клапанов и ГПЗ.

Турбина должна останавливаться с выключенными регулирующими отборами пара. Если турбина работала по тепловому графику, то ее необходимо сначала перевести на режим работы с отопительными отборами, а затем их отключить.

Разгрузка турбины производится постепенно, внимательно следя за относительным сокращением роторов. ПВД отключают при всех остановках, ПНД при кратковременном останове не отключаются, однако их сливные насосы останавливаются в любом случае.

Возможны два варианта останова турбин с поперечными связями: полное разгружение турбины регулирующими клапанами и разгружение регулирующими клапанами до 20—30% нагрузки с последующим их закрытием через выключающую систему автомата безопасности.

Первый вариант применяется при останове на длительное время (в холодный резерв или для ремонта), поскольку при медленном полном разгрузении турбины про-

исходит ее довольно существенное расхолаживание; второй — при останове на непродолжительное время (горячий резерв).

При останове по первому варианту турбину разгружают до 2—3% нагрузки, после чего воздействием на кнопку автомата безопасности закрывают стопорный и регулирующие клапаны. Убедившись по реле обратной мощности (или по другим приборам), что генератор работает в моторном режиме, отключают его от сети.

Если требуется проверить работу системы регулирования на холостом ходу, то после снижения нагрузки до 2—3% открывают байпас ГПЗ, а ГПЗ закрывают. После этого байпасом снижают нагрузку до нуля и, когда генератор переходит в моторный режим, отключают его от сети. Для проверки удержания регулированием холостого хода необходимо несколько увеличить открытие байпаса. По окончании проверки стопорный и регулирующие клапаны закрывают.

Когда частота вращения ротора начнет уменьшаться, включают резервный насос смазки. При частоте вращения примерно 500 об/мин начинают снижать вакуум так, чтобы к моменту останова ротора вакуум в конденсаторе был полностью снят.

Если необходимо получить кривую вылета ротора, то до останова ротора в конденсаторе поддерживают постоянный вакуум.

Как только ротор остановится, немедленно включают валоповоротное устройство и вращают им ротор непрерывно 6 ч. Затем включают автомат, обеспечивающий поворот ротора на 180° каждые 15 мин. Поворачивание ротора прекращают после полного остывания турбины, т. е. когда температура ЦВД в зоне регулирующего колеса достигнет 150°C, затем останавливают резервный масляный насос.

После полного снижения вакуума прекращают подачу пара на уплотнения и останавливают эжектор отсоса, а затем останавливают конденсатный насос. Циркуляционные насосы останавливают после снижения температуры выхлопного патрубка до 50°C.

Возможно глубокое расхолаживание блочной турбины Т-110/120-130-4(5) паром, если ее останов вести на скользящих параметрах пара.

Турбина Т-250-240, работающая в блоке с котлом, может останавливаться как без расхолаживания, так и с паровым расхолаживанием.

При останове турбины Т-250-240 без расхолаживания выполняют следующее (ниже приводятся операции, отличающиеся от рассмотренных выше операций по останову других теплофикационных турбин): разгружают блок с 300 до 240 МВт при номинальных параметрах свежего пара, далее разгрузку блока ведут за счет снижения давления пара перед турбиной (это разгрузку может выполнять при включенном регуляторе «до себя»). По мере снижения нагрузки переводят деазатор, эжекторы и систему уплотнений на питание паром от общестанционной магистрали. Проверяют, переключился ли слив конденсата греющего пара ПВД № 6 в расширитель конденсатора. При нагрузке 150 МВт включают питательный электронасос и останавливают турбонасос. При нагрузке 100 МВт отключают ПВД по пару и конденсату, включают ПСБУ, проверив, что вода подается к пароприемному устройству. При нагрузке 90—100 МВт закрывают стопорные и регулирующие клапаны нажатием кнопки (или ключа) автомата безопасности, проверяют, открылись сбросные клапаны из линии промперегрева. После закрытия ВЗ и клапана Др-3 выпускают пар из пароперегревателя через ПСБУ в конденсатор и закрывают ПСБУ. Выключают насосы системы регулирования.

При останове турбины Т-250-240 с расхолаживанием выполняют следующие операции. Разгружают блок за 5—7 мин до нагрузки 240 МВт, затем продолжают разгрузку со скоростью 2 МВт в минуту при номинальных параметрах пара до нагрузки 210 МВт. После этого снижают начальное давление пара до 7 МПа за 50 мин, а температуру пара до 470°C за 30 мин. За счет постепенного открытия регулирующих клапанов нагрузка турбины первое время будет сохраняться, а к моменту снижения давления до 7 МПа нагрузка установится примерно 90 МВт. После этого температура пара перед турбиной плавно снижается за 4 ч до 320°C (скорость снижения 0,5°C/мин). С момента начала снижения температуры свежего пара снижается и температура пара за промперегревом с 540 до 310°C со скоростью 0,6°C/мин. При снижении температуры свежего пара несколько (примерно на 10 МВт) снизится мощность турбины. Затем примерно за 3 ч турбину разгружают регулирующими клапанами до 15 МВт и дают выдержку 2 ч, после чего останавливают турбину закрытием стопорных и регулирующих клапанов.

ПРИЛОЖЕНИЕ

ЗАРУБЕЖНЫЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ТУРБИНЫ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

(Краткий обзор)

Основными разработчиками и изготовителями мощных теплофикационных турбин за рубежом являются фирмы «Броун Бовери» (ББЦ), «Квафтверк Уннион» (КВУ),

«Сталь-Лаваль» (для турбин мощностью более 200 МВт по лицензии ББЦ), «Шкода».

Большое число теплофикационных турбин меньшей мощности выпускают многие

зарубежные фирмы, в том числе, кроме указанных выше, «Юготурбина», «Бергманн», Борзинг», «Ланг» и др. [63].

Основные параметры находящихся в эксплуатации крупнейших зарубежных теплофикационных турбин по данным [73] приведены в табл. П.1.

Для зарубежных теплофикационных турбин большой мощности характерны следующие особенности.

1. Турбины выпускаются в единичных экземплярах и предназначаются для установок на конкретных электростанциях.

2. Турбины выполняются для работы при $\alpha_{\text{тэц}} = 0,65 \div 0,7$ и более. Поэтому конденсационная обработка электроэнергии имеет место не только в пределах летнего времени, но и в течение большей части отопительного периода.

Рассматривается как типовое решение ввод в эксплуатацию теплофикационной турбины в начальный период развития тепловой нагрузки, поэтому в первый период теплофикационная турбина используется в основном как конденсационная.

В этих условиях важное значение имеет обеспечение высокой экономичности теплофикационной турбины на конденсационном режиме.

3. Параметры свежего пара принимают обычно теми же, что и для конденсационных турбин той же мощности. Как видно из табл. П.1, начальное давление составляет около 18 МПа, температура свежего пара 530—535 °С. Турбины выполняются с промежуточным перегревом пара, обязательным при данных начальных параметрах,

чтобы исключить недопустимую влажность пара. Температура промежуточного перегрева обычно равна температуре свежего пара.

4. Турбины выполняются с двухступенчатым подогревом сетевой воды. Характерная расчетная (среднезимняя) температура сетевой воды: обратной 45—50 °С, прямой (после сетевых подогревателей) 85—90 °С.

5. В качестве регулирующих органов отбора используются поворотные заслонки, устанавливаемые в перепускных трубопроводах перед цилиндром низкого давления.

На режимах с ЕПД, когда поворотные заслонки полностью открыты, температура сетевой воды поддерживается с помощью клапанов на обводе сетевой воды помимо сетевых подогревателей.

6. Сравнительно широко используется отключение подогревателей высокого давления с целью увеличения тепловой нагрузки и электрической мощности турбины.

7. Для турбин большой мощности типовой является конструкция, в которой отопительные отборы выполняются из выхлопов двухпоточного цилиндра среднего давления. Один из выхлопов присоединен к первой ступени подогрева сетевой воды, второй выхлоп — ко второй ступени подогрева. При этом давления в обоих выхлопах ЧСД различны, соответственно различно и количество ступеней в каждом из потоков ЧСД, а именно: поток, выхлоп которого присоединен к первой ступени подогрева, имеет в конце дополнительные ступени.

Двухпоточный цилиндр низкого давления, следующий за ЧСД, также выполняет

Таблица П.1 Основные параметры зарубежных теплофикационных турбин большой мощности

Фирма-изготовитель	Название электростанции	Параметры			Тепловая нагрузка		Максимальная электрическая мощность, МВт	Число ступеней подогрева сетевой воды, шт.	Температура прямой и обратной сетевой воды, °С	Год ввода в эксплуатацию
		P_0	t_0	$t_{\text{пп}}$	ГДж/ч	Гкал/ч				
«ББЦ-Сталь»	Вертраи	17,8	535	535	1380	330*	270*	2	90/50	1976
КВУ	Рейтер-Д	19,0	535	535	1340	320	300	2	82/47	1985
«ББЦ-Сталь»	Арос-2	17,8	535	535	1340	320*	270*	2	90/50	1973
КВУ	Арос-1	17,8	535	535	1340	320*	265*	2	90/50	1969
КВУ	Фирис	17,8	535	535	1255	300	197*	2	85/55	1973
КВУ	Бревалла	17,8	535	535	1215	290	250	2	90/50	1972
ББЦ	Фин-5	17,8	530	530	1175	280	285	1	85/45	1974
ББЦ	Нордрафт	17,8	530	530	965	230	285	2	85/45	1973
«ББЦ-Ланг»	Салмисаари	13,0	530	—	955	228	152**	2	85/50	1984
«Сталь»	Фин-4	17,8	535	535	940	225	205	2	85/45	1968
«Сталь»	Орезунд	12,5	535	535	900	215	160	1	120/70	1978
«Сталь»	Оребро	13,8	535	—	880	210*	115**	2	90/55	1974
«Шкода»	—	13,8	535	535	670	160	135	2	105/70	—

* Отключены подогреватели высокого давления.

** Турбина с противодавлением.

Примечание В [73] указаны турбины электростанции Штудструп с тепловой нагрузкой 1760 ГДж/ч. Однако ввод этих турбин в эксплуатацию (предполагался 1983 и 1984 гг.) не был подтвержден.

ся несимметричным, с дополнительными одной или двумя ступенями в том из потоков, который соединен с потоком ЧСД, имеющим меньшее число ступеней.

8. При разработке теплофикационных турбин значительное внимание уделяется их конкурентоспособности отношению к конденсационным турбинам, с тем чтобы по экономичности на конденсационном режиме, стоимости и габаритам как самой турбины, так и машинного зала в целом теплофикационная турбина лишь немногим уступала конденсационной.

Наряду со специально спроектированными теплофикационными турбинами в зарубежной практике для целей теплофикации используются в ограниченном объеме также и конденсационные турбины. При этом применяются различные варианты организации отбора пара: или путем реконструкции конденсационной турбины с организацией регулируемого отбора с фазным объемом переделки проточной части, или за счет увеличения имеющихся нерегулируемых отборов.

Тепловая нагрузка реконструированных конденсационных турбин ограничена и уступает нагрузке теплофикационных турбин (табл. П.1).

Турбины Т-110/120-130-5 и Т-250/300-240-3 оснащаются системами воздушного расхолаживания, позволяющими провести охлаждение турбины примерно за 22—24 ч. Системы имеют специальный паровой эжектор производительностью около 5000 кг/ч воздуха, который создает в конденсаторе небольшое разрежение. Предварительно производят охлаждение воздухом фланцев горячих цилиндров, создавая относительное удлинение роторов, а затем впускают воздух в цилиндры, охлаждая их совместно с роторами.

Основная часть процесса расхолаживания производится при подаче пара к уплотнениям, что предотвращает быстрое захлаживание роторов и исключает перегрузку эжектора, воздухом, который мог бы поступать через концевые уплотнения неохлаждаемых цилиндров.

В турбине Т-100-130 воздух в проточную часть подается через вентили 6, 7, 23,

24 (см. рис. 4.2), а в систему обогрева фланцев и шпилек — через вентили 227, 224 (см. рис. 4.6).

В турбине Т-250-240 впуск воздуха производится через предохранительные клапаны или специальную впускную линию на холодных нитках промперегрева. В систему обогрева фланцев воздух поступает так же, как в турбине Т-100-130.

Для расхолаживания ЦВД воздух подпускается через его выхлопную часть, собственно цилиндр, органы парораспределения, БРОУ и далее в конденсатор. Цилиндр среднего давления (ЦСД-I) расхолаживается потоком воздуха, поступающим в цилиндр через клапаны ЧСД из линии промперегрева. Далее воздух идет в ЦСД-II, ЦНД и конденсатор, откуда отсасывается эжектором системы принудительного воздушного расхолаживания.

Схемы воздушного расхолаживания будут внедряться и на других турбинах ПО ТМЗ.

Пуск и останов турбин с противодавлением существенно отличается от пуска и останова других теплофикационных турбин. Поскольку турбины этой группы не имеют конденсационной установки, то естественно отпадают все операции по ее пуску, останову и обслуживанию. В то же время у турбин с противодавлением отсутствует часть, иногда большая, регенеративной установки, благодаря чему операции, касающиеся ее, значительно упрощаются. Важной особенностью пуска турбин типа Р, работающих на общий коллектор параллельно с другими источниками пара, является то, что их предварительный прогрев ведется паром из коллектора.

После окончания предварительного прогрева и создания за турбиной номинального давления за счет постороннего источника производится толчок ротора, постепенное нагружение турбины с одновременным ее дальнейшим прогревом. Все турбины типа Р во время пуска работают по электрическому графику. Только после набора некоторой нагрузки (примерно 15—20% номинальной) они переводятся на работу по тепловому графику.

1. **Акименкова В. М., Гиршфельд В. Я.** Определение аналитических выражений для тепловых характеристик теплофикационных турбин методом планирования эксперимента.— *Теплоэнергетика*, 1970, № 11, с. 48—51.
2. **А. с. 184071 (СССР).** Способ регулирования теплофикационных турбин /В.Б. Рубин, Г. И. Кузьмин, А.В. Рабинович. Оpubл. в Б. И., 1966, № 14.
3. **А. с. 200596 (СССР).** Конденсатор поверхностного типа для паровой турбины /Д. П. Бузин, Е. И. Бененсон, В. И. Великович, Л. Н. Кругленкова, Н. И. Удинцев, Н. М. Зингер, Я. М. Рубинштейн, Е. Я. Соколов. Оpubл. Б. И., 1967, № 17.
4. **А. с. 216019 (СССР).** Конденсационная паровая турбина с регулируемым отборами /Д. П. Бузин, Е. И. Бененсон, А. В. Рабинович, П. Е. Тхор. Оpubл. в Б. И., 1968, № 14.
5. **А. с. 699205.** Система регулирования теплофикационной установки /А.В. Рабинович, В. Д. Ивашов. Оpubл. в Б.И., 1979, № 43.
6. **А. с. 527522.** Устройство для автоматического регулирования тепловой нагрузки теплофикационной турбоустановки /А. В. Рабинович, С.Н. Иванов, Г. Д. Баринберг. Оpubл. в Б. И., 1977, № 33.
7. **А. с. 584083.** Устройство для автоматического регулирования тепловой нагрузки турбины с отбором пара /А.В. Рабинович, С. Н. Иванов. Оpubл. в Б.И., 1977, № 46.
8. **Баринберг Г. Д., Бененсон Е. И.** Влияние параметров свежего пара, промежуточного перегрева и единичной мощности на экономичности теплофикационных турбин.— В кн.: Опыт создания турбин и дизелей.—Свердловск: Средне-Уральское книжное изд-во, 1969, с. 97—102.
9. **Бартлетт Р. Л.** Тепловая экономичность и экономика паровых турбин.— М.—Л.: Госэнергоиздат, 1963—352 с.
10. **Бененсон Е. И.** Работа последних ступеней конденсационной турбины при малых объемных расходах пара.— *Энергомашиностроение*, 1960, № 12, с. 33—36.
11. **Бененсон Е. И.** Выбор оптимальной поверхности бойлеров.— *Теплоэнергетика*, 1962, № 12, с. 49—53.
12. **Бененсон Е. И.** Ступенчатый подогрев сетевой воды в турбинах с двумя отопительными отборами пара.— *Теплоэнергетика*, 1964, № 10, с. 66—69.
13. **Бененсон Е. И.** Диаграмма режимов теплофикационной турбины с двумя отопительными отборами пара.— *Энергомашиностроение*, 1964, № 6, с. 19—22.
14. **Бененсон Е. И., Колесниченко М. А., Резникова Р. С.** Энергетические характеристики теплофикационных турбин ТМЗ.— *Электрические станции*, 1968, № 5, с. 43—48.
15. **Бененсон Е. И.** Определение оптимального расчетного режима теплофикационных турбин — В кн.: Опыт создания турбин и дизелей.— Свердловск: Средне-Уральское книжное изд-во, 1969, с. 86—88.
16. **Бененсон Е. И., Баринберг Г.Д.** Экономия топлива при исключении потерь тепла в конденсаторе теплофикационных турбоустановок.— *Теплоэнергетика*, 1970, № 4, с. 21—24.
17. **Бененсон Е. И., Баринберг Г. Д.** Тепловая экономичность теплофикационных турбин при покрытии пиков электрических нагрузок.— *Электрические станции*, 1973, № 6, с. 22—25.
18. **Бененсон Е. И., Водичев В. И., Резникова Р. С.** Влияние изменения параметров пара и КПД проточной части на экономичность теплофикационных турбин.— *Теплоэнергетика*, 1982, № 1, с. 55—57.
19. **Бененсон Е. И., Резникова Р. С.** Определенные энергетических характеристик теплофикационных турбин с использованием ЭВМ.— *Электрические станции*, 1972, № 8, с. 51—63.
20. **Бузин Д. П.** Развитие турбостроения на Уральском турбомоторном заводе.— *Энергомашиностроение*, 1967, № 10, с. 22—27.
21. **Бузин Д. П., Бененсон Е. И.** Теплофикационные турбины с частичной тепловой нагрузкой.— *Энергомашиностроение*, 1972, № 1, с. 1—14.
22. **Современные типы мощных теплофикационных турбин /Д. П. Бузин, Е. И. Бененсон, Е. Я. Соколов, Я. М. Рубинштейн, Н. М. Зингер, Ю. П. Тараиов.** — В кн.: Повышение параметров пара и мощности агрегатов в теплоэнергетике.— М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961, с. 376—396.
23. **Бунин В. С., Васильев М. К.** Особенности режимов работы турбины ТК-

450/500-60. — Теплоэнергетика, 1982, № 4, с. 14—17.

24. Гальперин И. И. О способах регулирования объектов с несколькими регулируемыми координатами. — В кн.: Усовершенствование конструкций и эксплуатации турбинных установок. — М.-Л.: Госэнергоиздат, 1959, с. 99—112.

25. Гирифельд В. Я., Князев А. М., Куликов В. Е. Режимы работы и эксплуатация ТЭЦ. — М.: Энергия, 1980. — 228 с.

26. Гитман М. И., Левин Л. И. Зависимость масштабов маневренности ТЭЦ от темпов их развития и режимов загрузки отборов турбин. — Теплоэнергетика, 1977, № 10, с. 26—31.

27. Гитман М. И., Махура Д. П. Возможные масштабы повышения маневренности действующих ТЭЦ. — Электрические станции, 1979, № 8, с. 13—17.

28. Грейль А. Д., Сахаров А. М. Результаты тепловых испытаний головного образца турбоагрегата УТМЗ типа Т-250/300-240. — Теплоэнергетика, 1977, № 2, с. 2—6.

29. Жгулев Г. В. Пуск и наладка энергоблоков. — М.: Энергия, 1978. — 256 с.

30. Жирицкий Г. С., Струннин В. А. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. — М.: Машиностроение, 1968. — 520 с.

31. Зильберман А. С., Локтинов Н. В. Диаграмма режимов турбин с двумя регулируемыми отборами пара. — Советское котлотурбостроение, 1937, № 5, с. 259—265.

32. Иванов В. А. Регулирование энергоблоков. — Л.: Машиностроение, 1982. — 312 с.

33. Иоффе Л. С. Еще раз о проблемах регулирования турбин с отборами пара. — Энергомашиностроение, 1966, № 2, с. 45—48.

34. Иоффе Л. С. Система регулирования паровой теплофикационной турбины Т-100-130 УТМЗ. — М.: Энергия, 1973. — 80 с.

35. Иоффе Л. С., Рабинович А. В. Система регулирования турбины с противодавлением мощностью 6000 кВт. — Энергомашиностроение, 1970, № 6, с. 13—16.

36. Использование конденсационных турбоустановок для теплофикации / Ю. А. Авербах, В. А. Бонеско, М. Л. Шашеловский, Ю. П. Косинов. — Теплоэнергетика, 1980, № 7, с. 37—41.

37. Кириллов И. И. Автоматическое регулирование паровых и газовых турбин. — М.: Машгиз, 1961. — 600 с.

38. Кириллов И. И., Иванов В. А., Кириллов А. И. Паровые турбины и паротурбинные установки. — Л.: Машиностроение, 1978. — 276 с.

39. Кроль А. Я. Эксплуатация блочных турбинных установок большой мощности. — М.: Энергия, 1971. — 256 с.

40. О выборе схемы регулирования теплофикационной турбины / А. В. Рабинович, М. Н. Манькин, В. Д. Ивашов, С. Н.

Иванов. — Теплоэнергетика, 1978, № 1, с. 38—41.

41. Оптимизация промежуточной отсека проточной части теплофикационной турбины / Е. И. Бененсон, В. И. Лузина, Г. Ф. Скрипина, Н. Н. Удинцев. — В кн.: Энергетическое машиностроение, 1-79-07. — М.: НИИЭИформэнергомаш, 1979, с. 1—4.

42. Опыт внедрения электрогидравлической системы регулирования теплофикационной турбины на Северной ТЭЦ Ленэнерго / А. В. Рабинович, С. Н. Иванов, Г. Д. Баринберг, Л. Я. Еременко, Я. И. Финкельштейн. — Теплоэнергетика, 1981, № 10, с. 37—39.

43. Опыт работы и некоторые особенности турбины Т-250-300-240 / В. И. Водичев, В. Н. Осипенко, Д. П. Бузин, Е. И. Бененсон, В. И. Великович, И. И. Гольдберг, Н. И. Серебрянников, А. В. Звягинцев. — Теплоэнергетика, 1979, № 6, с. 14—20.

44. Паротурбинные установки. Каталог. — М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, Энергия, 1975.

45. Плоткин Е. Р., Лейзерович А. Ш. Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков. — М.: Энергия, 1980. — 192 с.

46. Развитие теплоэлектростанций на новом этапе / В. П. Корытников, М. И. Гитман, Я. А. Ковылянский, И. А. Смирнов. — Электрические станции, 1979, № 11, с. 17—22.

47. Расчет тепловых схем теплофикационных турбоустановок на ЭЦВМ / Ф. А. Вульман, Е. И. Бененсон, Г. Ф. Меклин, Б. С. Сычев. Теплоэнергетика, 1970, № 1, с. 46—48.

48. Резникова Р. С., Колесниченко М. А. Расчет энергетических характеристик теплофикационных турбин. — В кн.: Оптимизация режимов совместной работы турбинных установок ТЭЦ. — Свердловск: РИСО УНЦ АН СССР, 1972, с. 12—15.

49. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции. — М.: Энергия, 1976. — 448 с.

50. Рыжков В. К., Сорокин Н. А., Лиснянский Ф. А. Паровая турбина типа ПТ-80/100-130/13 ЛМЗ. — Энергомашиностроение, 1974, № 11, с. 6—10.

51. Рыжков В. К., Неженцев Ю. Н., Лиснянский Ф. А. Теплофикационная паровая турбина типа Т-180/210-130. — Энергомашиностроение, 1978, № 4, с. 7—10.

52. Самойлович Г. С., Трояновский Б. М. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. — М.: Энергоиздат, 1982. — 496 с.

53. Современная концепция теплофикации страны / Л. А. Мелентьев, Г. Б. Левенталь, В. А. Чургеев, М. Г. Алиев. — Теплоэнергетика, 1982, № 8, с. 8—13.

54. Соколов Е. Я. О методике учета технико-экономических показателей тепловых электростанций. — Электрические станции, 1961, № 12, с. 76—78.

55. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети.— М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963.—360 с.
56. Соколов Е. Я. Состояние теплофикации в СССР и проблемы дальнейшего ее развития.— Теплоэнергетика, 1982, № 8, с. 4—7.
57. Спенсор, Коттон и Кенкон. Методы предварительной оценки характеристик паротурбинных установок мощностью 16 500 кВт и выше.— Труды американского общества инженеров-механиков. Энергетика. Энергетические машины и установки, 1963, № 4, т. 85, сер. А, с. 3—47.
58. Стерман Л. С., Шарков А. Т., Тевлин С. А. Тепловые и атомные электростанции.— М.: Атомиздат, 1975.—496 с.
59. Сурис П. Л. Предохранительные и обратные клапаны паротурбинных установок.— М.: Энергоиздат, 1982.— 192 с.
60. Теплофикационная паровая турбина типа ТК-450/500-68 (60) для АТЭЦ/В. И. Водичев, Е. И. Бененсон, В. И. Велнкович и др.— Теплоэнергетика, 1980, № 5, с. 2—7.
61. Трояновский Б. М. Турбины для атомных электростанций.— М.: Энергия, 1973.— 184 с.
62. Трояновский Б. М., Трухний А. Д. Некоторые проблемы создания и эксплуатации паровых турбин.— Теплоэнергетика, 1979, № 6, с. 2—14.
63. Трояновский Б. М. Зарубежные теплофикационные паротурбинные установки. — Теплоэнергетика, 1984, № 4, с. 64—68.
64. Трухний А. Д., Лосев С. М. Стационарные паровые турбины.— М.: Энергоиздат, 1981.—456 с.
65. Тубянский Л. И., Френкель Л. Д. Паровые турбины высокого давления.— М.-Л.: Госэнергоиздат, 1956. — 404 с.
6. Турбина с промышленным и отопительными отборами пара типа ПТ-135/165-130/15/В. И. Водичев, В. Н. Осипенко, А. В. Рабинович, Е. И. Бененсон.— Теплоэнергетика, 1975, № 8, с. 9—13.
67. Хрилев Л. С. Теплофикация и топливно-энергетический комплекс.— Новосибирск: Наука.— 280 с.
68. Шапиро Г. А. Повышение эффективности работы ТЭЦ.— М.: Энергоиздат, 1981.—200 с.
69. Щегляев А. В., Смелъницкий С. Г. Регулирование паровых турбин.— М.-Л. Госэнергоиздат, 1962.—256 с.
70. Щегляев Л. В. Паровые турбины.— М.: Энергия, 1976.— 368 с.
71. Электروهидравлическая система регулирования теплофикационной турбины/А. В. Рабинович, В. Д. Иванов, С. Н. Иванов, В. В. Ипатов.— Электрические станции, 1975, № 11, с. 33—36.
72. Энергетика СССР в 1981—1985 годах/Под ред. А. М. Некрасова, А. А. Троицкого.— М.: Энергоиздат, 1981.—352 с.
73. Mühlhäuser H. Heiz turbinen ein Beitrag zur besseren Ausnützung der Primärenergie.— Brown Boweri Mitt, 1982, № 11, S. 423—430.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3	4.3. Схема турбоустановки с турбиной Р-100-130	133
Глава первая. Основные сведения по теплофикационным турбинам	4	4.4. Схема турбоустановки с турбиной Т-175-130	137
1.1. Теплофикационные турбины, их типы и основные параметры	4	4.5. Схема турбоустановки с турбиной ПТ-135-130/15	140
1.2. Основные тенденции развития теплофикационных турбин	11	4.6. Схема турбоустановки с турбиной Т-250/300-240-3	142
1.3. Теплофикационные турбины ПО ТМЗ	15	Глава пятая. Конструкция теплофикационных турбин	152
Глава вторая. Тепловая экономичность, диаграммы режимов и энергетические характеристики теплофикационных турбин	33	5.1. Цилиндры	152
2.1. Показатели тепловой экономичности	33	5.2. Обоймы и диафрагмы	160
2.2. Влияние начальных параметров пара на тепловую экономичность теплофикационных турбин	40	5.3. Уплотнения	164
2.3. Диаграммы режимов	49	5.4. Роторы	166
2.4. Энергетические характеристики турбины	61	5.5. Облопачивание	168
2.5. Получение дополнительной мощности в теплофикационных турбинах	70	5.6. Подшипники	173
Глава третья. Отопительные отборы теплофикационных турбин	80	5.7. Валоповоротное устройство	181
3.1. Отопительная нагрузка ТЭЦ	80	5.8. Парораспределение	184
3.2. Ступенчатый подогрев сетевой воды	84	5.9. Система маслоснабжения	199
3.3. Снижение давления отбираемого пара	92	Глава шестая. Регулирование теплофикационных турбин	205
3.4. Использование теплоты пара, поступающего в конденсатор	95	6.1. Общие положения	205
3.5. Частичная нагрузка отопительных отборов	100	6.2. Работа системы регулирования	207
Глава четвертая. Схемы турбоустановок с теплофикационными турбинами	115	6.3. Блок регуляторов	215
4.1. Общие положения	115	6.4. Регулятор частоты вращения	216
4.2. Схема турбоустановки с турбиной Т-110/120-130-5	116	6.5. Регулятор давления	220
		6.6. Главные сервомоторы	224
		6.7. Автомат безопасности и его золотники	229
		6.8. Автоматический затвор	239
		Глава седьмая. Эксплуатация теплофикационных турбин	241
		7.1. Особенности эксплуатации теплофикационных турбин	241
		7.2. Некоторые эксплуатационные указания	249
		7.3. Режимы работы	254
		Приложение	265
		Список литературы	268